PRZEGLĄD MOTORYZACYJNY

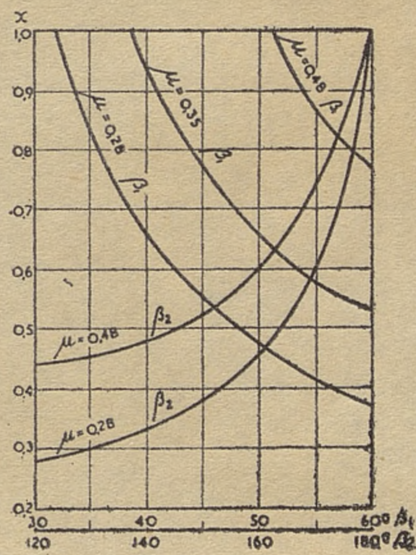
THE POLISH MOTOR DIGEST



EDINBURGH Nr. 13-14 MARZEC-KWIECIEŃ 1946
WYDAWNICTWO SEKCII MOTORYZACYJNEJ STOWARZYSZENIA TECHNIKÓW POLSKICH W WIELKIEJ BRYTANII

TREŚĆ NUMERU

NAJWAŻNIEJSZE ZAUWAŻONE OMYŁKI DRUKU

Str.	KOL.	WIERSZ	WYDRUKOWANO	POWINNO BYĆ
34	2	6 od dołu	$M_o = aP \mp jT$	$M_o = aP_p \pm jT$
35	3	18 od góry	indeksem lub	indeksem$_1$ lub
36	1	2 od dołu	$Q_x = N_x \pm \mu N_y \pm P_p \sin\varphi \pm T\cos\varphi$	$Q_x = N_x \pm \mu N_y \pm P_p \sin\phi \pm T\cos\phi$
36	1	1 od dołu	$Q_y = N_y \pm \mu N_x \pm P_p \cos\varphi \pm T\sin\varphi$	$Q_y = N_y \pm \mu N_x \pm P_p \cos\phi \pm T\sin\phi$
39	3		Zamiast rys. 19 wstawić rys. zamieszczony obok	 Rys. 19
40	3	25 od góry	2,15 : 1	2,16 : 1
42	2	6 od dołu	z rozpierakiem przesuwnym	z rozpierakiem nieprzesuwnym
58	3		Rys. 15 i 16 zostały przestawione i obrócone o 180°	

PRZEGLĄD MOTORYZACYJNY

WYDAWNICTWO SEKCJI MOTORYZACYJNEJ STOWARZYSZENIA TECHNIKÓW POLSKICH W WIELKIEJ BRYTANII

Adres Redakcji i Administracji - Charleshill, near Aberdour, Fife, Gt. Britain

Cena numeru - 1/6 Prenumerata - 4/6 za 3 numery

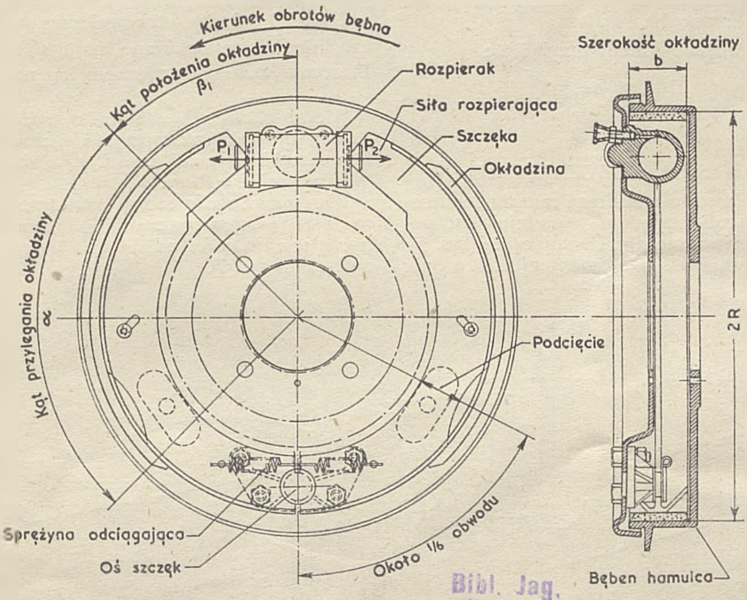
Marzec-Kwiecień 1946r. Nr. 13-14

HAMULCE SZCZĘKOWE WEWNĘTRZNE

Opracował J. Napiórkowski

Zwiększenie szybkości pojazdów mechanicznych i zagęszczenie ruchu wymagało zwrócenia większej uwagi na hamulce samochodowe, od sprawności których zależy zwiększenie średniej szybkości samochodu i bezpieczeństwo. Zastosowanie hamulców do samolotów, oraz jako elementu w układzie kierowania pojazdów gąsienicowych, umożliwiło, zwłaszcza w okresie wojny, poświęcenie większych sum na badania nad materiałami okładzin ciernych. Zainteresowanie hamulcami przyniosło dużą ilość różnych rozwiązań konstrukcyjnych, jednak w większości samochodów nadal utrzymały się hamulce szczękowe wewnętrzne, które będą omówione w poniższym artykule. Odmiana hamulców wewnętrznych ze szczękami wahliwymi nie będzie poruszana jako bardzo rzadko stosowana.

Główne elementy jednego z najnowocześniejszych hamulców wewnętrznych szczękowych podane są na rys. 1. Jest to hamulec ,,Hydrastatic'' firmy Girling.



Rys. 1

Szczęka hamulca jest symetryczna, jeżeli suma kątów

$$\propto + 2\beta_1 = 180°$$

czyli, że okładzina leży ,,pośrodku'' szczęki. W innym wypadku szczęka jest niesymetryczna.

Hamulec nazywamy symetrycznym, jeżeli ma obydwie szczęki o jednakowych kątach α, przylegania okładziny, i kątach β_1, położenia okładziny. przy czym szczęki mogą być symetryczne lub niesymetryczne.

ROZKŁAD NACISKÓW

W zależności od konstrukcji hamulców rozkład nacisków na bęben hamulca kształtuje się rozmaicie.

Odkształcenie bębna hamulca ma wpływ na rozkład nacisków, jednak z innych względów robi się bębny tak sztywne, że drobne ich odkształcenia nie mają zasadniczego wpływu na ten rozkład. Jeżeli bęben hamulca jest niedostatecznie sztywny, to z powodu jego owalizacji nacisk na końcach okładziny jest większy od nacisku w środku okładziny, powodując skłonność hamulca do zakleszczania się (Patrz ,,Zakleszczanie'').

Odkształcenia sprężyste okładzin ciernych ominięto przy rozważaniach, ponieważ, przy ciągle zmieniającej się sile rozpierającej, mają praktycznie mały wpływ na rozkład nacisków.

Rozkład nacisków w hamulcach zależy w pierwszym rzędzie od odkształceń szczęk podczas pracy hamulca.

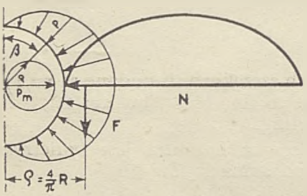
Rozróżniamy dwa rodzaje szczęk: sztywne i półsztywne, w zależności od tego, jak odkształcają się w pracy. Dają one różne rozkłady nacisków.

Nie ma cyfrowych danych odnośnie odkształceń szczęk, które pozwoliłyby rozgraniczyć szczęki sztywne od półsztywnych. Praktycznym wskaźnikiem jest rozkład zużywania się okładzin ciernych, ponieważ zużycie okładzin jest proporcjonalne do nacisku.

Szczęka sztywna odkształca się bardzo mało i rozkład nacisków układa się na niej według prawa sinusów, czyli że nacisk p w dowolnym miejscu okładziny jest proporcjonalny do sinusa kąta β, który określa położenie rozpatrywanego miejsca okładziny

$$p = p_m \sin\beta$$

gdzie pm jest największym naciskiem jednostkowym (rys. 2).



Rys. 2

Przy sumowaniu geometrycznym jednostkowych sił nacisków, wielobok sił będzie dążył do cykloidy.

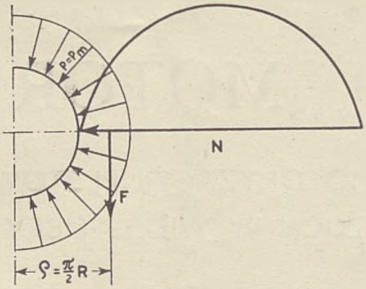
Szczęka półsztywna odkształca się znacznie więcej i nacisk rozłożony jest jednakowo na całym obwodzie okładziny

$$p = p_m = \text{const.}$$

Wielobok jednostkowych sił nacisków dąży do łuku półkola (rys. 3).

MOMENT ROZPIERAJĄCY *Mo*

Siła rozpierająca P względem osi szczęki hamulca ,działając na ramie-

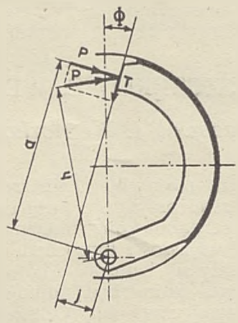


Rys. 3

niu h, daje *moment rozpierający* $Mo = P\ h$ (patrz rys. 4).

Ramię h najczęściej wynosi 1,25 R do 1,75 R, a w konstrukcjach specjalnych 0,7 R do 0,87 R.

Siła rozpierająca naciska na stopkę szczęki pochyloną pod kątem ϕ. Siłę



Rys. 4

P można rozłożyć na dwie składowe Pp i T w stosunku do stopek szczęki, które względem osi szczęki działają na odpowiednich ramionach a i j, jak pokazano na rys. 4.

Możemy zatem przyjąć, że

$$M_o = aP_p \mp jT$$

SIŁA WŁĄCZAJĄCA *Po*

Często dla obliczeń zamiast momentu rozpierającego wygodniej jest posługiwać się siłą włączającą Po (rys. 5), która jest siłą na ramieniu xR i daje moment rozpierający Mo, czyli

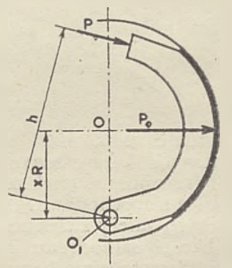
$$P_o = \frac{M_o}{xR} = P\frac{h}{xR}$$

Odległość $O\ O_1$ wyrażona jako część x promienia R bębna hamulca również upraszcza obliczenia. Stosowane są wartości x od 0,625 do 0,875.

NACISK

Gdy na szczękę hamulca działa siła rozpierająca P, to materiał cierny szczęki dociskany jest wypadkową siłą nacisku N, którą można wyznaczyć wykreślnie znając rozkład nacisków jednostkowych. Budując z nacisków jednostkowych wielobok sił (rys. 6) wyznaczamy siłę N jako bok zamykający wielobok.

Z wykresu widać, że przy szczęce półsztywnej, nie tylko zużycie okładzin jest równomierniejsze niż w sztywnej, lecz, przy tym samym kącie α przylegania okładziny i największym nacisku jednostkowym Pm, wypadkowa siła nacisku N jest większa. [1])

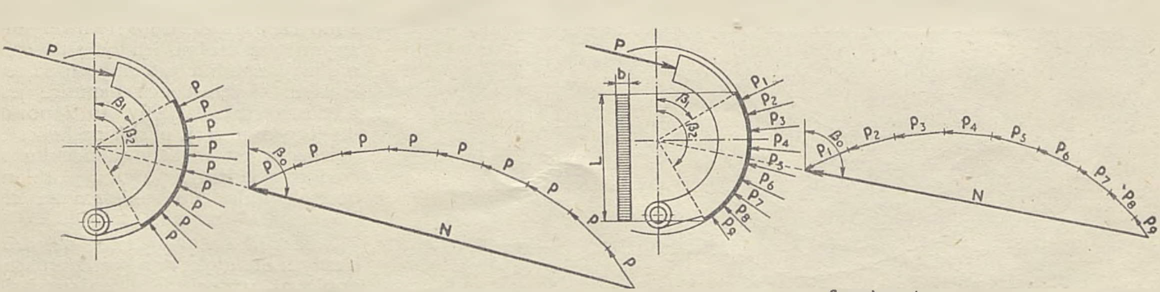


Rys. 5

Siła nacisku N działa pod kątem nacisku β_0, który otrzymujemy wykreślnie jak to pokazano na rys. 6. Przy szczękach symetrycznych kąt na-

[1]) *Siła nacisku $N = pm\ b\ Lo$, gdzie Lo jest długością zastępczą okładziny. Dla szczęki sztywnej $Lo = L/y$, a dla półsztywnej $L = R\alpha/y$.*

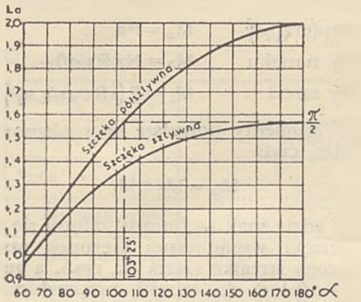
Wartości Lo dla szczęk symetrycznych (i niesymetrycznych półsztywnych) w zależności od kąta α podaje wykres na rys. 7.



Szczęka półsztywna

Szczęka sztywna

Rys. 6



Rys. 7

cisku $\beta_0 = 90°$. Przy szczękach półsztywnych siła nacisku zawsze działa wzdłuż dwusiecznej kąta α, przylegania okładziny, czyli

$$\beta_0 = \beta_1 + \frac{\alpha}{2}$$

Wzory na wyznaczanie siły nacisku N i kąta nacisku β_0 podane są w tabeli I, a metoda wykreślna dla szczęki sztywnej w tabeli III.

Jeżeli naciski jednostkowe dodamy do siebie uwzględniając tylko ich wielkość, a nie kierunek, to otrzymamy liniową siłę nacisku $\mathcal{N}$, która będzie równa sumie długości boków wieloboku sił nacisku na rys. 6.

Wartość $\mathcal{N}$ czasami jest stosowana przy obliczaniu hamulców ze szczękami sztywnymi, ponieważ oznaczając rzut okładziny na średnicę przez

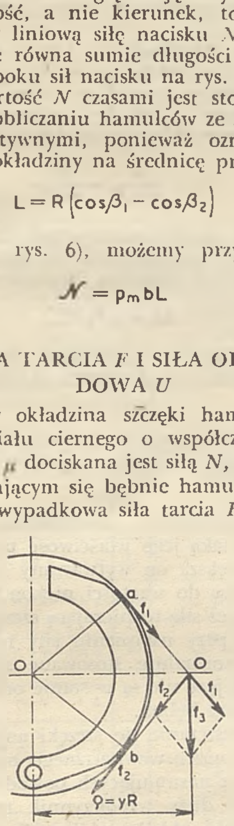
$$L = R\left(\cos\beta_1 - \cos\beta_2\right)$$

(patrz rys. 6), możemy przyjąć że

$$\mathcal{N} = p_m bL$$

SIŁA TARCIA F I SIŁA OBWODOWA U

Gdy okładzina szczęki hamulca z materiału ciernego o współczynniku tarcia μ dociskana jest siłą N, to przy obracającym się bębnie hamulca wystąpi wypadkowa siła tarcia $F = \mu N$,



Rys. 8

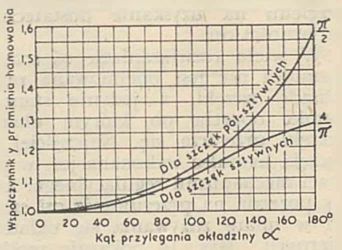
która nie leży na obwodzie bębna hamulcowego.

Łatwo jest sobie to uzmysłowić rozpatrując rys. 8. Weźmy dwa wycinki okładzin ciernych a i b, położone po przeciwnych stronach osi OO. Na wycinkach tych występują dwie siły tarcia f_1 i f_2. Ich suma geometryczna f_3 działa na promieniu ϱ, który jest większy od promienia R bębna hamulca.

Promień, na którym działa siła tarcia F, nazywa się promieniem hamowania ϱ, a wartość jego można wyznaczyć z równania

$$\rho = \frac{M}{F} = \frac{\text{moment hamulca}}{\text{siła tarcia}} = yR$$

gdzie y jest współczynnikiem promienia hamowania. Wartość tego współczynnika [2]) dla szczęk sztywnych i półsztywnych w zależności od kąta przylegania okładziny α, pokazana jest na załączonym rys. 9.



Rys. 9

Promień hamowania ϱ można uważać jako zastępczy promień hamulca, o tym samym momencie hamowania co dany hamulec, o promieniu R z tą różnicą, że w hamulcu zastępczym siła tarcia F jest siłą skupioną, a nie rozłożoną na obwodzie bębna.

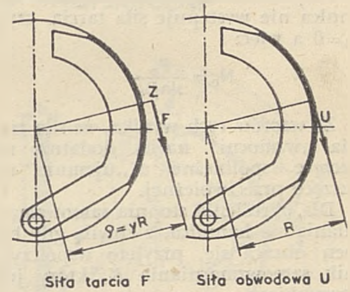
Promień hamowania ϱ i kąt nacisku β_0 (patrz ,,Nacisk'') wyznaczą położenie punktu Z, gdzie przecina się linia działania siły tarcia z linią działania nacisku. Punkt Z nazywa się środkiem zacisku. Określenie jego położenia jest jednym z podstawowych zadań przy wykreślnym rozpatrywaniu układu sił działających w hamulcu.

Jeżeli moment hamulca M podzielimy przez promień R bębna hamulcowego, to otrzymamy siłę obwodową U, która działa na promieniu bębna hamulcowego.

Łatwo jest udowodnić, że $y = U/F$ i że $U = \mu\mathcal{N}$ a że $F = \mu N$ zatem

$$y = \frac{\mathcal{N}}{N}$$

[2]) *Przy szczękach półsztywnych wartości y dla szczęk symetrycznych i niesymetrycznych są jednakowe i zależą tylko od kąta α. Podane wartości y dla szczęk sztywnych odnoszą się do szczęk symetrycznych, lecz stosuje się je przeważnie i dla szczęk niesymetrycznych ze względu na bardzo małe różnice w praktycznych rozwiązaniach. Wzory dla obliczania y podane są w tabeli I.*



Siła tarcia F Siła obwodowa U

Rys. 10

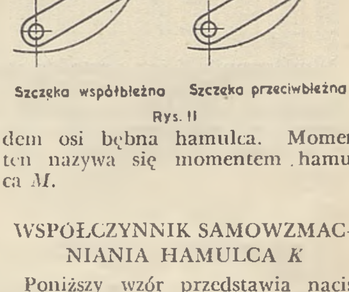
Na powyższej zależności polega wykreślna metoda wyznaczania współczynnika y pokazana na tabeli III.

Kierunek siły tarcia zależy od kierunku obrotów bębna hamulca.

Przyjęto określanie kierunku obrotów bębna hamulcowego w odniesieniu do zwrotu siły rozpierającej (rys. 11). Jeżeli kierunki obrotu i siły rozpierającej są zgodne, to szczęka taka nazywa się współbieżną, jeżeli są przeciwne — przeciwbieżną. Określając w ten sposób szczękę określamy zwrot reakcji siły tarcia na bęben.

Wartości z indeksem $_1$ lub ' odnoszą się do szczęk współbieżnych, a z indeksem $_2$ lub '' — do szczęk przeciwbieżnych.

Siła tarcia F w mechaniźmie hamulca jest siłą, która przeciwstawia się ruchowi obrotowemu bębna hamulcowego, a więc powoduje hamowanie. Za miarę w jakim stopniu siła tarcia hamuje ruch obrotowy bębna, przyjęto moment siły tarcia względem osi bębna hamulca. Moment ten nazywa się momentem hamulca M.



Szczęka współbieżna Szczęka przeciwbieżna

Rys. 11

WSPÓŁCZYNNIK SAMOWZMACNIANIA HAMULCA K

Poniższy wzór przedstawia nacisk szczęki hamulca na bęben w zależności od siły włączającej, przy obracającym się bębnie tj. gdy występuje siła tarcia.

$$N = \frac{P_0}{\sin\beta_0 \mp \mu\left(\cos\beta_0 + \frac{Y}{x}\right)}$$

Przy nieobracającym się bębnie hamulca nie występuje siła tarcia, czyli $\mu = 0$ a więc:

$$N_o = \frac{P_o}{\sin\beta_o}$$

Ze wzorów tych wynika, że siła tarcia „wzmocni" nacisk dodatnio na szczęce współbieżnej, a „ujemnie" na szczęce przeciwbieżnej.

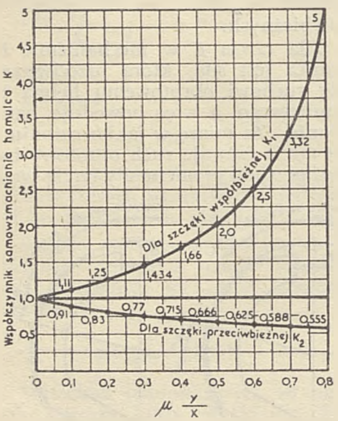
Dla określenia stopnia samowzmacniania się hamulca, z chwilą gdy bęben obraca się, przyjęto współczynnik samowzmacniania *K*, który jest stosunkiem

$$K = \frac{N}{N_o}$$

Dla szczęki współbieżnej współczynnik *K* zawarty jest między 1 a nieskończonością, czyli $1 < K < \infty$, a dla szczęki przeciwbieżnej $0 < K < 1$. Gdy bęben hamulca nie obraca się, to $K = 1$. Jeżeli $K \rightarrow \infty$ lub $K < 0$, to następuje zakleszczanie się szczęki hamulca (patrz „Zakleszczanie").

Wzory na obliczanie *K* podane są w tabeli I.

Dla szczęk symetrycznych sztywnych i półsztywnych wartość *K* podaje wykres na rys. 12 jako funkcję wartości $\mu y/x$.



Rys. 12

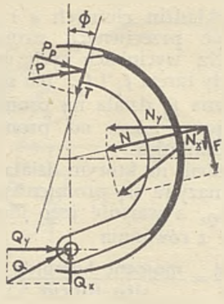
Współczynnik *K* jest wartością wygodną przy obliczaniu bardziej skomplikowanym układów hamulcowych i przy określaniu pewnych właściwości hamulca, co będzie dalej rozpatrzone.

OŚ SZCZĘKI HAMULCA

Siłę *Q* działającą na oś szczęki hamulca (rys. 13) znajdziemy określając początkowo składowe tej siły, a mianowicie:

$$Q_x = N_x \pm \mu N_y \pm P_p \sin\phi \pm T \cos\phi$$

$$Q_y = N_y \pm \mu N_x \pm P_p \cos\phi \pm T \sin\phi$$



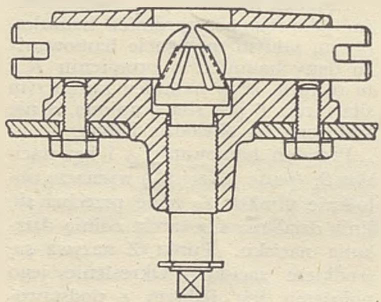
Rys. 13

i wtedy wyznaczymy

$$Q = \sqrt{Q_x^2 + Q_y^2}$$

Wymiary osi wyznacza się nie ze względu na docisk szczęki do osi, a ze względu na uzyskanie dostatecznej sztywności osi.

W wielu rozwiązaniach oś szczęki hamulca nie jest obejmowana przez obsadę szczęki, a jedynie stanowi punkt oparcia po którym obsada szczęki przetacza się. Najczęściej oś szczęki hamulca wykonana jest w postaci mechanizmu regulacyjnego, który pozwala na przesuwanie osi szczęki w miarę zużywania się okładzin ciernych. Rys. 14 pokazuje mechanizm regulacyjny firmy Girling.



Rys. 14

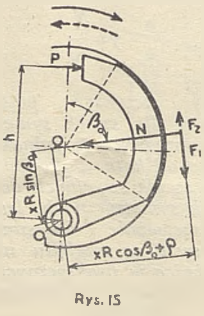
RÓWNANIE RÓWNOWAGI WZGLĘDEM OSI SZCZĘKI HAMULCA

Przy obracającym się bębnie na szczękę hamulca (rys. 15) działają siły: rozpierająca *P*, nacisku *N*, tarcia *F* i reakcja *Q*. Względem osi szczęki hamulca siły te dają trzy momenty:

rozpierający $M_o = Ph$

siły nacisku $M_n = N x R \sin\beta_o$

siły tarcia $M_t = F(xR\cos\beta_o + \rho)$



Rys. 15

Momenty powyższe są w równowadze, czyli

$$M_o = M_n \mp M_t$$

gdzie znak — (minus) odnosi się do szczęki współbieżnej kierunek oznaczony strzałką ciągłą na rys.), a znak + (plus) do szczęki przeciwbieżnej (strzałka przerywana).

WSPÓŁCZYNNIK SPRAWNOŚCI HAMULCA *Ea*

Jeżeli siła włączająca *Po* naciska na klocek hamulca o bardzo małej powierzchni przylegania, to przy obracającym się bębnie wystąpi moment $= \mu PoR$. Przy takim samym bębnie hamulcowym, lecz przy szczękach o normalnie stosowanych kątach przylegania okładziny, rozkład nacisków jest inny, jak na małym klocku i w rezultacie przy tej samej sile *Po* otrzymamy moment hamulca *M* większy.

Dla określenia w jakim stopniu rozkład nacisków na szczęce powiększy moment hamulca w stosunku do momentu μ *Po R*, wprowadzono współczynnik sprawności hamulca *Ea*.

$$E_a = \frac{M}{\mu P_o R} = \frac{yK}{\sin\beta_o}$$

Dla szczęki symetrycznej $Ea = y\,K$.

Mając współczynnik *Ea* łatwo jest wyznaczyć moment hamulca

$$M = \mu P_o R E_a$$

jak również porównać hamulec, zwłaszcza przy złożonych układach.

ZAKLESZCZANIE SIĘ HAMULCA SZCZĘKOWEGO WEWNĘTRZNEGO

Zakleszczaniem się hamulca nazywamy taką jego właściwość przy której zwiększa on wytwarzany moment hamulca do wartości niekontrolowanej przez siłę rozpierającą szczęki. Ponadto przy ustąpieniu siły rozpierającej normalnie stosowane sprężyny odciągające nie są w stanie odciągnąć szczęk od bębna.

Zakleszczanie się szczęki *współbieżnej hamulca* wewnętrznego może nastąpić z następujących powodów:

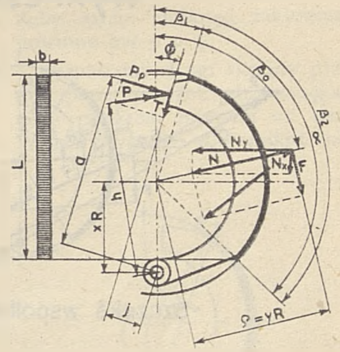
1) za duży współczynnik tarcia μ materiału okładziny ciernej;

2) duża mimośrodowość bębna hamulca, tak że okładziny szczęk dociskają do bębna tylko końcami,

Podstawowe wzory przy obliczaniu hamulców

Równania:

Moment hamulca		$M = \mu bR^2 \int_{\beta_1}^{\beta_2} p\,d\beta = \int_{\beta_1}^{\beta_2} R\,dF$
Składowe siły nacisku		$N_x = bR \int_{\beta_1}^{\beta_2} p \cos\beta\, d\beta$ $\quad N_y = bR \int_{\beta_1}^{\beta_2} p \sin\beta\, d\beta$
Siła nacisku		$N = \sqrt{N_x^2 + N_y^2}$
Tangens kąta nacisku		$tg\beta_o = \frac{N_y}{N_x}$
Promień hamowania		$\rho = \frac{M}{F} = yR$
Momenty w stosunku do osi szczęki hamulca	od siły nacisku	$M_n = xbR^2 \int_{\beta_1}^{\beta_2} p \sin\beta\, d\beta$
	od siły tarcia	$M_t = \mu bR^2 \int_{\beta_1}^{\beta_2} p(1 + x\cos\beta)\, d\beta$



Oznaczenia przyjęte przy rozwiązywaniu powyższych równań

$$A = \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin\beta\cos\beta\, d\beta = \frac{1}{2}\left(\sin^2\beta_2 - \sin^2\beta_1\right) = A_{\beta_2} - A_{\beta_1}$$

$$B = \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin^2\beta\, d\beta = \left(\frac{\beta_2}{2} - \frac{\sin 2\beta_2}{4}\right) - \left(\frac{\beta_1}{2} - \frac{\sin 2\beta_1}{4}\right) = B_{\beta_2} - B_{\beta_1}$$

$$C = \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin\beta\, d\beta = \cos\beta_1 - \cos\beta_2 = C_{\beta_2} - C_{\beta_1}$$

$$D = \int_{\beta_1}^{\beta_2} \cos\beta\, d\beta = \sin\beta_2 - \sin\beta_1 = D_{\beta_2} - D_{\beta_1}$$

$$E = \int_{\beta_1}^{\beta_2} \cos^2\beta\, d\beta = \left(\frac{\beta_2}{2} + \frac{\sin 2\beta_2}{4}\right) - \left(\frac{\beta_1}{2} + \frac{\sin 2\beta_1}{4}\right) = E_{\beta_2} - E_{\beta_1}$$

$$G = \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin\beta\cos^2\beta\, d\beta = \frac{1}{3}\left(\cos^3\beta_1 - \cos^3\beta_2\right) = G_{\beta_2} - G_{\beta_1}$$

$$H = \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin^3\beta\, d\beta = \frac{1}{3}\left[\cos\beta_1\left(2 + \sin^2\beta_1\right) - \cos\beta_2\left(2 + \sin^2\beta_2\right)\right] = H_{\beta_2} - H_{\beta_1}$$

$$J = \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin^2\cos\beta\, d\beta = \frac{1}{3}\left(\sin^3\beta_2 - \sin^3\beta_1\right) = J_{\beta_2} - J_{\beta_1}$$

Tabela I

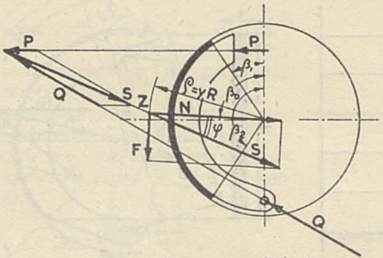
Rodzaj szczęk			Sztywna $p = p_m \sin\beta$		Półsztywna $p = p_m = const$	
			Niesymetryczna $\beta_1 + \beta_2 \neq 180°$	Symetryczna $\beta_1 + \beta_2 = 180°$	Niesymetryczna $\beta_1 + \beta_2 \neq 180°$	Symetryczna $\beta_1 + \beta_2 = 180°$
Moment	hamulca	M	$\mu p_m bR^2 C$	$2\mu p_m bR^2 \cos\beta_1 = \mu p_m bRL$	$\mu p_m bR^2 \alpha$	$\mu p_m bR^2 \alpha$
	siły tarcia	M_t	$M + \mu xRN_x$		$M + \mu xRN_x$	
	siły nacisku	M_n	xRN_y	$\frac{x}{\mu y} M$	xRN_y	$\frac{x}{\mu y} M$
	rozpierający	M_o	$Ph = M_n \frac{1}{K}$			
Składowe siły nacisku		N_x	$p_m bRA$	0	$p_m bRD$	0
		N_y	$p_m bRB$	$p_m bR\left(\frac{\pi}{2} - \beta_1 + \frac{\sin 2\beta_1}{2}\right)$	$p_m bRC$	
Siła	nacisku	N	$p_m bR\sqrt{A^2 + B^2}$		$p_m bR\sqrt{C^2 + D^2}$ =	$2p_m bR \sin\frac{\alpha}{2}$
	linjowa nacisku	$\mathcal{N}$	$P_o E_o = yN$			
	włączająca	P_o	$\frac{M_o}{xR} = \frac{M}{\mu RE_o} = \frac{h}{xR} p = \frac{N}{E_o}$			
Kąt nacisku		$tg\beta_o$	$\frac{B}{A}$	$\infty \; (\beta_o = 90°)$	$\frac{C}{D} \; \left(\beta_o = \beta_1 + \frac{\alpha}{2}\right)$	$\infty \; (\beta_o = 90°)$
Współczynnik	promienia hamowania	y	$\frac{C}{\sqrt{A^2 + B^2}}$	$\frac{2\cos\beta_1}{\frac{\pi}{2} - \beta_1 + \frac{\sin 2\beta_1}{2}}$	$\frac{\alpha}{\sqrt{C^2 + D^2}}$ =	$\frac{\alpha}{2\sin\frac{\alpha}{2}}$
	samowzmacniania hamulca	K	$\frac{1}{1 \mp \mu\left(\frac{A}{B} + \frac{C}{xB}\right)}$	$\frac{1}{1 \mp \mu\frac{y}{x}}$	$\frac{1}{1 \mp \mu\left(\frac{D}{C} + \frac{\alpha}{xC}\right)}$	$\frac{1}{1 \mp \mu\frac{y}{x}}$
	sprawności hamulca	E_o	$\frac{C}{B} K$	yK	$\frac{\alpha}{C} K$	yK
	max. tarcia	μ_m	$\frac{B}{A + \frac{C}{x}}$	$\frac{x}{y}$	$\frac{C}{D + \frac{\alpha}{x}}$	$\frac{x}{y}$
Max. nacisk jednostkowy		p_m	$\frac{P_o}{bL} E_o$	$\frac{P_o}{bL_o} K$	$\frac{P_o}{bR\alpha} E_o$	$\frac{P_o}{bL_o} K$
Rzut okładziny		L	RC	$2R\cos\beta_1$	RC	$2R\cos\beta_1$
Długość zastępcza okładziny		L_o	$R\sqrt{A^2 + B^2}$	RB	$R\sqrt{C^2 + D^2}$	$2R\sin\frac{\alpha}{2}$

Tabela II

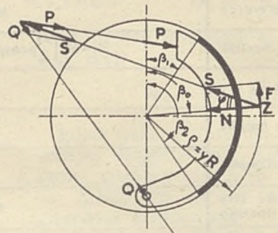
β	A_β	B_β	E_β	D_β	C_β	J_β	G_β	H_β
0	0	0	0	0	−1,000	0	−0,333	−0,667
2	0,002	0	0,035	0,035	−0,999	0	−0,332	−0,667
4	0,003	0	0,070	0,070	−0,998	0	−0,331	−0,667
6	0,006	0,001	0,104	0,105	−0,994	0	−0,327	−0,667
8	0,010	0,001	0,138	0,139	−0,990	0,001	−0,323	−0,667
10	0,015	0,002	0,172	0,174	−0,985	0,002	−0,319	−0,666
12	0,021	0,003	0,205	0,208	−0,978	0,003	−0,312	−0,666
14	0,029	0,005	0,238	0,242	−0,970	0,005	−0,304	−0,666
16	0,038	0,008	0,271	0,276	−0,961	0,007	−0,296	−0,665
18	0,048	0,011	0,303	0,309	−0,951	0,010	−0,287	−0,664
20	0,058	0,014	0,334	0,342	−0,940	0,013	−0,277	−0,663
22	0,070	0,018	0,364	0,375	−0,927	0,017	−0,266	−0,661
24	0,083	0,023	0,394	0,407	−0,913	0,022	−0,254	−0,659
26	0,096	0,029	0,423	0,438	−0,899	0,028	−0,242	−0,657
28	0,110	0,036	0,451	0,470	−0,883	0,034	−0,229	−0,654
30	0,125	0,044	0,478	0,500	−0,866	0,041	−0,216	−0,650
32	0,140	0,053	0,504	0,530	−0,848	0,049	−0,203	−0,645
34	0,156	0,064	0,529	0,559	−0,829	0,058	−0,190	−0,639
36	0,172	0,076	0,552	0,588	−0,809	0,068	−0,176	−0,633
38	0,189	0,088	0,574	0,616	−0,788	0,078	−0,163	−0,625
40	0,206	0,103	0,595	0,643	−0,766	0,089	−0,150	−0,616
42	0,223	0,119	0,615	0,669	−0,743	0,100	−0,137	−0,606
44	0,240	0,136	0,633	0,695	−0,719	0,112	−0,124	−0,595
46	0,258	0,153	0,650	0,719	−0,695	0,124	−0,112	−0,583
48	0,276	0,171	0,666	0,743	−0,669	0,137	−0,100	−0,569
50	0,293	0,190	0,681	0,766	−0,643	0,150	−0,088	−0,555
52	0,310	0,210	0,695	0,788	−0,616	0,163	−0,077	−0,534
54	0,327	0,232	0,709	0,809	−0,588	0,176	−0,067	−0,521
56	0,343	0,256	0,721	0,829	−0,559	0,190	−0,057	−0,502
58	0,359	0,281	0,731	0,848	−0,530	0,203	−0,048	−0,482
60	0,375	0,307	0,740	0,866	−0,500	0,216	−0,040	−0,460
62	0,390	0,334	0,748	0,883	−0,470	0,229	−0,033	−0,437
64	0,404	0,362	0,755	0,899	−0,438	0,242	−0,027	−0,411
66	0,417	0,390	0,761	0,913	−0,407	0,254	−0,021	−0,386
68	0,430	0,419	0,766	0,927	−0,375	0,266	−0,016	−0,359
70	0,442	0,449	0,771	0,940	−0,342	0,277	−0,012	−0,330
72	0,452	0,480	0,775	0,951	−0,309	0,287	−0,009	−0,300
74	0,462	0,512	0,778	0,961	−0,276	0,296	−0,006	−0,270
76	0,470	0,545	0,780	0,970	−0,242	0,304	−0,004	−0,238
78	0,478	0,579	0,782	0,978	−0,208	0,312	−0,003	−0,205
80	0,485	0,613	0,783	0,985	−0,174	0,319	−0,002	−0,172
82	0,491	0,647	0,784	0,990	−0,139	0,323	−0,001	−0,138
84	0,495	0,681	0,785	0,994	−0,105	0,327	−0,001	−0,104
86	0,498	0,715	0,785	0,998	−0,070	0,331	0	−0,070
88	0,499	0,750	0,785	0,999	−0,035	0,332	0	−0,035
90	0,500	0,785	0,785	1,000	0	0,333	0	0
92	0,499	0,820	0,785	0,999	0,035	0,332	0	0,035
94	0,498	0,855	0,785	0,998	0,070	0,331	0	0,070
96	0,495	0,890	0,785	0,994	0,105	0,327	0,001	0,104
98	0,491	0,925	0,786	0,990	0,139	0,323	0,001	0,138
100	0,485	0,959	0,788	0,985	0,174	0,319	0,002	0,172
102	0,478	0,993	0,788	0,978	0,208	0,312	0,003	0,205
104	0,470	1,026	0,790	0,970	0,242	0,304	0,004	0,238
106	0,462	1,058	0,793	0,961	0,276	0,296	0,006	0,270
108	0,452	1,089	0,796	0,951	0,309	0,287	0,009	0,300
110	0,442	1,120	0,800	0,940	0,342	0,277	0,012	0,330
112	0,430	1,150	0,805	0,927	0,375	0,266	0,016	0,359
114	0,417	1,181	0,810	0,913	0,407	0,254	0,021	0,386
116	0,404	1,209	0,816	0,899	0,438	0,242	0,027	0,411
118	0,390	1,238	0,823	0,883	0,470	0,229	0,033	0,437
120	0,375	1,265	0,831	0,866	0,500	0,216	0,040	0,460
122	0,359	1,290	0,840	0,848	0,530	0,203	0,048	0,482
124	0,343	1,341	0,850	0,829	0,559	0,190	0,057	0,502
126	0,327	1,337	0,862	0,809	0,588	0,176	0,067	0,521
128	0,310	1,359	0,875	0,788	0,616	0,163	0,077	0,539
130	0,293	1,380	0,889	0,766	0,643	0,150	0,088	0,555
132	0,276	1,400	0,904	0,743	0,669	0,137	0,100	0,569
134	0,258	1,419	0,920	0,719	0,695	0,124	0,112	0,583
136	0,240	1,436	0,937	0,695	0,719	0,112	0,124	0,595
138	0,223	1,452	0,956	0,669	0,743	0,100	0,137	0,606
140	0,206	1,467	0,976	0,643	0,766	0,089	0,150	0,616
142	0,189	1,481	0,997	0,616	0,788	0,078	0,163	0,625
144	0,172	1,494	1,019	0,588	0,809	0,068	0,176	0,633
146	0,156	1,505	1,042	0,559	0,829	0,058	0,190	0,639
148	0,140	1,515	1,066	0,530	0,848	0,049	0,203	0,645
150	0,125	1,524	1,092	0,500	0,866	0,041	0,216	0,650
152	0,110	1,532	1,119	0,470	0,883	0,034	0,229	0,654
154	0,096	1,539	1,147	0,438	0,899	0,028	0,242	0,657
156	0,083	1,546	1,176	0,407	0,913	0,022	0,254	0,659
158	0,070	1,552	1,206	0,375	0,927	0,017	0,266	0,661
160	0,058	1,557	1,236	0,342	0,940	0,013	0,277	0,663
162	0,048	1,561	1,267	0,309	0,951	0,010	0,287	0,664
164	0,038	1,564	1,299	0,276	0,961	0,007	0,296	0,665
166	0,029	1,566	1,331	0,242	0,970	0,005	0,304	0,666
168	0,021	1,568	1,364	0,208	0,978	0,003	0,312	0,666
170	0,015	1,568	1,397	0,174	0,985	0,002	0,319	0,666
172	0,010	1,569	1,431	0,139	0,990	0,001	0,323	0,667
174	0,006	1,570	1,466	0,105	0,994	0	0,327	0,667
176	0,003	1,571	1,501	0,070	0,998	0	0,331	0,667
178	0,002	1,571	1,536	0,035	0,999	0	0,332	0,667
180	0	1,571	1,571	0	1,000	0	0,333	0,667

Tabela III

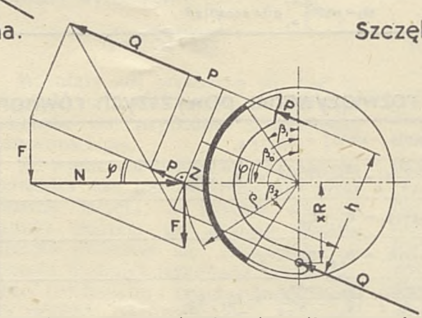
Wykreślna metoda wyznaczania sił.



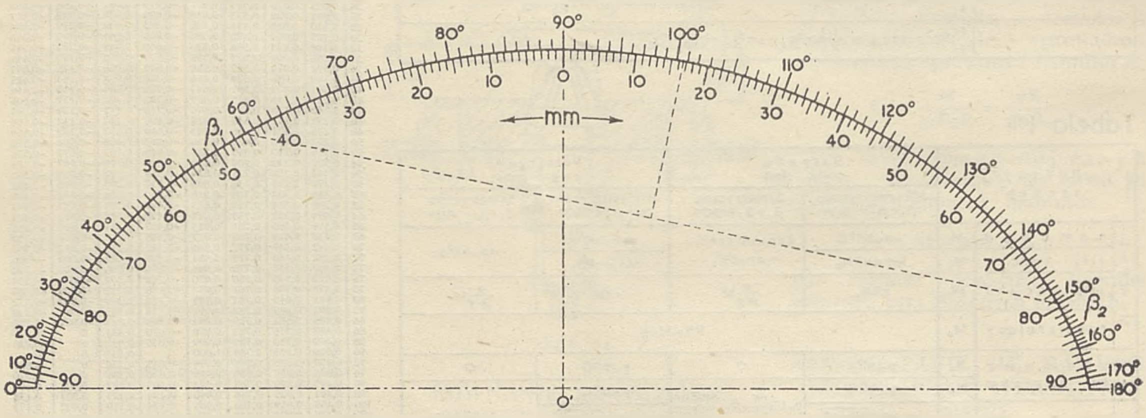
Szczęka współbieżna.



Szczęka przeciwbieżna.



Gdy siła Q jest równoległa do siły rozpierającej P.

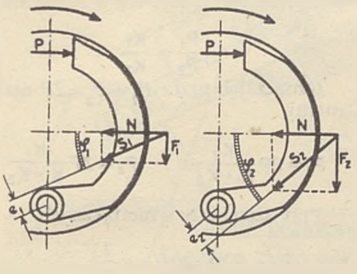


1.- Połączyć prostą punkty odpowiadające na cykloidzie kątom β_1 i β_2.
2.- Zmierzyć długość odcinka wyznaczonego w pkt. I.
3.- Odczytać ilość cm na cykloidzie między punktami β_1 i β_2.
4.- Obliczyć współczynnik promienia hamowania

$$y = \frac{\text{długość wyznaczona w pkt. 3}}{\text{długość wyznaczona w pkt. 1}}$$

5.- Ze środka odcinka wyznaczonego w pkt. I. wystawić prostopadłą która na cykloidzie wskaże kąt nacisku β_0.
6.- Wyznaczyć położenie środka zacisku Z mając y i β_0.
7.- W zależności od rodzaju rozpieraka wyznaczyć wielkość sił rozpierających P_1 i P_2.
8.- Przyjmując współczynnik tarcia μ wyznaczyć kąt tarcia φ ($\mu = \text{tg}\,\varphi$).
9.- Postępując jak pokazano na szkicach wyznaczyć siłę tarcia F.
10.- Moment hamulca $M = y \cdot R \cdot F$.

1) Rozpatrzymy początkowo pierwszy powód zakleszczania się hamulca, tj. za duży współczynnik tarcia μ materiału okładziny. Na rys. 16 założono, że N jest jednakowy, natomiast współczynniki tarcia μ_1 jest mniejszy od μ_2 czyli odpowiedni kąt tarcia φ_1 jest mniejszy od φ_2. Zatem siła tarcia F_1 będzie mniejsza od F_2, a suma geometryczna nacisku i tarcia S_1 będzie mniejsza od S_2.



a b

Rys. 16

Jeżeli współczynnik tarcia μ_2 (rys. 16*b*) będzie tak duży, że wypadkowa siła S_2 działając na ramieniu e_2 względem osi szczęki hamulca, będzie dawała moment zgodny ze zwrotem momentu włączającego, to nastąpi zakleszczanie hamulca. Takie zjawisko występuje z tego powodu, że moment siły S_2 względem osi szczęki nie równoważy się z momentem włączającym, a dodaje do niego (zgodne zwroty) zwiększając nacisk, co w następnej chwili wywoła siłę S'_2 większą od S_2. W tych warunkach siła S_2 będzie ciągle powiększała się, a wraz z nią siła tarcia F_2. Wzrost tych sił przestanie zależeć od siły rozpierającej *Po* czyli następuje utrata kontroli nad hamulcem. Zwiększająca się siła tarcia może wywołać tak duży moment hamulca, że odrazu zablokuje bęben, stwarzając bardzo niebezpieczne warunki zahamowania samochodu. Jeżeli bęben hamulca nie zostanie odrazu zablokowany przez zakleszczającą się szczękę, to duże i ciągle wzrastające siły nacisku i tarcia wraz ze wzrostem temperatury hamulca, doprowadza w końcu do całkowitego jego zniszczenia.

Na rys. 16*a* pokazany jest przypadek, gdzie wielkość współczynnika tarcia nie wywołuje zakleszczania.

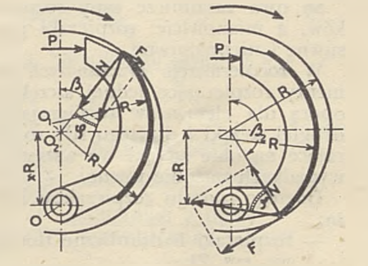
W warunkach rzeczywistych przy zmianie współczynnika tarcia siła nacisku N jest również zmienna, lecz nie zmienia to zasady układu sił, które wywołują zakleszczanie, a jedynie ma wpływ na ich wielkość.

Wartość liczbową granicznego współczynnika tarcia, przy którym nie następuje jeszcze zakleszczanie, można znaleść z warunków, przy których współczynnik samowzmacniania K dąży do ∞, a mianowicie nie będzie zakleszczania jeżeli

$$\frac{\sin\varphi}{\sin(\beta_0-\varphi)} < \frac{x}{y}$$

a dla szczęk symetrycznych jeżeli

$$\mu < \frac{x}{y}$$



a b

Rys. 17

2) Zakleszczanie się szczęki współbieżnej może nastąpić z powodu dociskania szczęki tylko jednym z końców okładziny. Występuje to przy mimośrodowości bębna w stosunku do powierzchni okładziny ciernej lub dużego wyrobienia szczęk.

W granicznym przypadku okładziny szczęk zaczną dociskać do bębna tylko w jednym „punkcie" jak pokazano na rys. 17*a*. Wtedy dla uniknięcia zakleszczania trzeba, ażeby

$$\mu < \frac{x\sin\beta_1}{1+x\cos\beta_1}$$

Z powyższego wzoru wynika, że dla uniknięcia możliwości zakleszczania się szczęki współbieżnej musimy brać pod uwagę wielkość współczynnika tarcia μ tj. gatunek okładziny, i kąt położenia β_1 okładziny, na co trzeba zwracać uwagę przy wymianie zużytych okładzin hamulca.

Ponadto przy konstrukcji nowego hamulca zabezpieczamy się przed zakleszczaniem przez zmianę położenia osi szczęki (zmiana wartości x) lub przez specjalne osadzenie szczęki na osi, które dopuszcza nie tylko obrót lecz i jej przesuw (patent Lockheeda) względnie przez zamontowanie szczęk na łącznikach osadzonych na osi (system Hoocka).

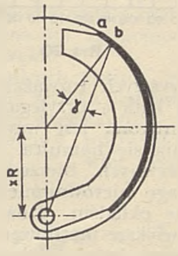
Gdy zakleszczanie powstaje nie przy „punktowym" przyleganiu okładziny, lecz na pewnym małym łuku *a-b*, jak pokazano na rys. 18, to w chwili wyłączania takiego hamulca otrzymujemy zjawisko, które robi wrażenie jakby „przyklejania się" okładziny do bębna.

Łącząc koniec okładziny b ze środkiem osi szczęki hamulca linią prostą (rys. 18), otrzymamy między prostą a promieniem kąt γ, który można wyznaczyć z równania

$$\operatorname{tg}\gamma = x\sin\beta_1 \, (1+x\cos\beta_1)$$

Żeby zatem uniknąć zakleszczania, powinno być $\gamma > \varphi$.

Rozpatrzmy drugi skrajny przypadek (patrz rys. 17*b*), gdzie szczęka dociska punktem bliższym osi szczęki. W tym wypadku dla uniknięcia za-



Rys. 18

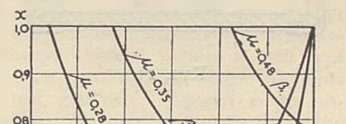
kleszczenia trzeba, żeby

$$x > \frac{\sin\varphi}{\sin(\beta_2-\varphi)}$$

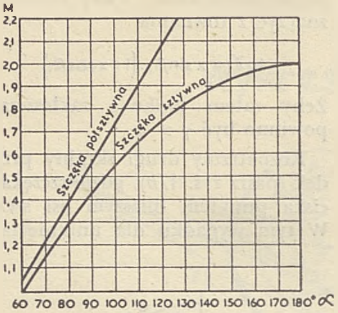
Wykreślne przedstawienie tych zależności podaje rys. 19.

Ponieważ w hamulcach szczękowych wewnętrznych wartość jest zawsze mniejsza od 1, więc można stosować kąt $\beta_2 = 180°$ bez obawy zakleszczania się hamulca tylko wtedy, jeżeli konstrukcja jego nie dopuszcza do powstania mimośrodowości szczęk względem bębna. Takie rozwiązanie posiada samocentrujący się hamulec Bendix.

Wprawdzie szczęka przeciwbieżna nie ulega zakleszczaniu, jednak sprawdzamy, czy nie występuje zakleszczanie jej wtedy, gdy zamienia się ona na współbieżną tj. przy jeździe samochodu do tyłu.



Rys. 19



Rys. 20

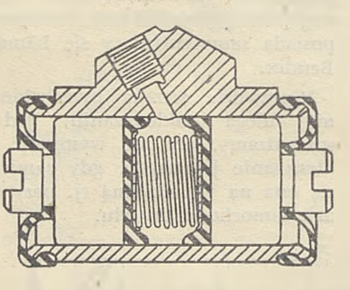
Z powyższych rozważań widać, że wielkość kąta α przylegania okładziny ograniczona jest warunkami zakleszczania się hamulca. Przy szczękach sztywnych bierzemy ponadto pod uwagę nierównomierność zużywania się okładzin. Duży kąt α powoduje większe marnowanie materiału ciernego, który trzeba wymieniać z chwilą zużycia się okładziny w punkcie największego nacisku.

Jako wartość orientacyjną kąta α przyjmuje się

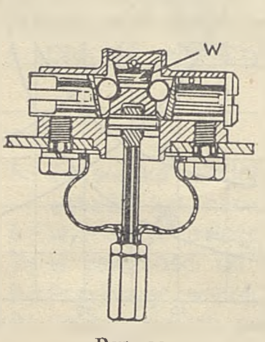
$$\alpha \simeq 180^\circ - 4\varphi$$

Kąt α wykonuje się w granicach 60 do 125°, lecz najczęściej stosowane są wartości 90 do 118°. Obraz wpływu zmiany kąta α na wielkość momentu hamulca podaje wykres na rys. 20, który zrobiono dla szczęk symetrycznych przy założeniu że

$$\mu p_m b R^2 = 1$$



Rys. 21



Rys. 22

ROZPIERAKI

W hamulcach wewnętrznych szczękowych siła rozpierająca wytwarzana jest przez mechanizm zwany rozpierakiem.

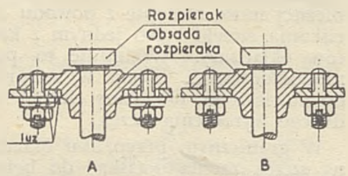
Gdy bęben hamulca jest nieruchomy, to siły rozpierające obie szczęki są sobie równe. Przy obracającym się bębnie hamulca, w zależności od konstrukcji rozpieraka w hamulcach dwuszczękowych, możemy otrzymać różne siły rozpierające szczęki.

Są dwa zasadnicze typy rozpieraków, a mianowicie: rozpieraki przesuwne i nieprzesuwne.

W rozpierakach *przesuwnych* elementy rozpierające jednej szczęki są oporą dla elementów rozpierających drugiej szczęki i dla tego siły rozpierające na obie szczęki we wszystkich wypadkach są sobie równe.

Do tego rodzaju rozpieraków należą:

— rozpieraki hydrauliczne tłoczkowe, rys. 21,
— rozpieraki Girlinga i Bendixa, rys. 22,
— rozpieraki krzywkowe przesuwne rys. 23A.



Rys. 23

Przy rozpierakach hydraulicznych o tłoczkach różnej średnicy ($\phi\, d_1$ i $\phi\, d_2$) siły ropierające mają się do siebie jak

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{d_1^2}{d_2^2}$$

Rozpierak krzywkowy przesuwny, pokazany na rys. 23A, ma taką konstrukcję, że obsada rozpieraka może się przesuwać, jeżeli by więc powstała różnica sił $P_1 - P_2$, to natychmiast nastąpiłoby ich wyrównanie.

W rozpieraku Girlinga (rys. 22) rolę „luźnego" zamocowania korpusu rozpieraka spełnia wyrównywacz W.

Rozpieraki *nieprzesuwane* są takie, w których oporą dla siły rozpierającej każdej szczęki jest nieprzesuwna obsada rozpieraka. Tego rodzaju są rozpieraki krzywkowe pokazane na rys. 23B. Przy tym typie rozpieraka, gdy bęben hamulca obraca się, siły rozpierające rozkładają się w stosunku [3])

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{K_2}{K_1}$$

Oznaczając przez $P_1 + P_2 = 2P$ otrzymamy

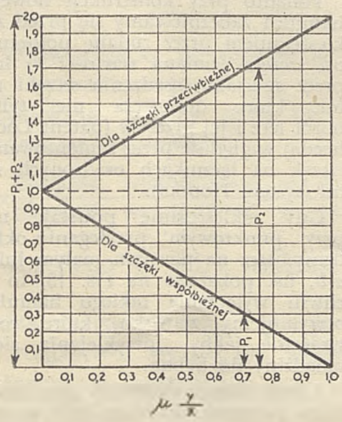
$$P_1 = 2P\frac{K_2}{K_1+K_2} \qquad P_2 = 2P\frac{K_1}{K_1+K_2}$$

Przy szczękach symetrycznych

$$P_1 = P\left(1 - \mu\frac{y}{x}\right)$$

$$P_2 = P\left(1 + \mu\frac{y}{x}\right)$$

które można łatwo wyznaczyć z wykresu na rys. 24.



Rys. 24

Rozpieraki Girlinga dają przekładnię 2,16 : 1, a w rozpierakach krzywkowych przekładnia wynosi 4 : 1 do 5 : 1 i dochodzi do 8 : 1 zwłaszcza przy hamulcach ręcznych.

---

[3]) Z chwilą gdy bęben hamulca nie obraca się to $P_1 = P_2 = P$ i wtedy siły nacisku wynoszą:

$$N'_0 = P\frac{h'}{x' R \sin\beta'_0}$$

$$N''_0 = P\frac{h'}{x'' R \sin\beta''_0}$$

Przy obracającym się bębnie hamulca odpowiednie siły nacisku będą wynosić:

$$N_1 = P_1\frac{h'}{x' R \sin\beta'_0}K_1$$

$$N_2 = P_2\frac{h''}{x'' R \sin\beta''_0}K_2$$

zatem gdy bęben hamulca obraca się, to zmiana siły nacisku, wynosi:

na szczęce współbieżnej

$$\Delta N_1 = \frac{h'}{x' R \sin\beta'_0}(P_1K_1 - P)$$

na szczęce przeciwbieżnej

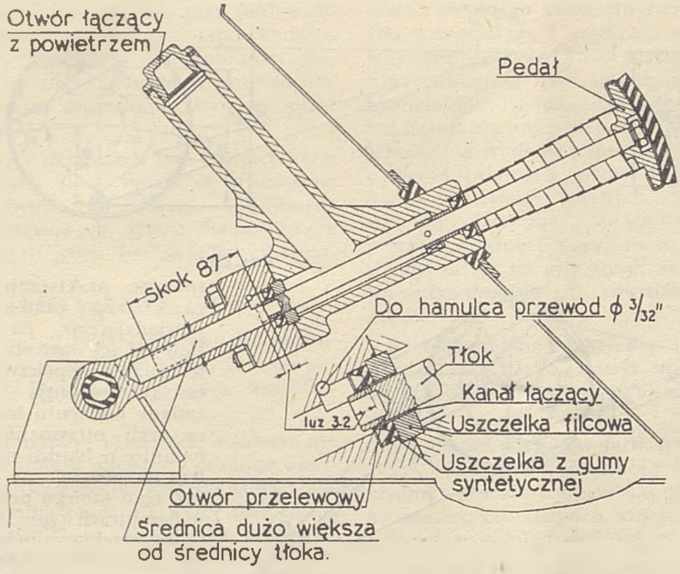
$$\Delta N_2 = \frac{h''}{x'' R \sin\beta''_0}(P_2K_2 - P)$$

Ponieważ $(P - \triangle P_1) + (P + \triangle P_2) = 2P$

więc $\triangle P_1 = \triangle P_2$ czyli

$P_1K_1 - P = P_2K_2 - P$ zatem

$P_1 : P_2 = K_2 : K_1$.



Rys. 25

Hamulec z ropierakiem uruchamianym pedałem nazywa się nożny, a dźwignią ręczny — ręczny.

Jeżeli rozpierak uruchamiany jest pedałem lub dźwignią za pośrednictwem cięgieł, to hamulec nosi miano mechanicznego. Przy cięgłach zwykłych sprawność przekładni wynosi 80 do 85%, a przy linkach w rurkach sprawność jest tylko 65%, jednak nie spada jak przy łatwo brudzących się cięgłach zwykłych dzięki temu, że linki są okryte.

Hamulce z rozpierakami hydraulicznymi lub z innymi rozpierakami, uruchamianymi przez tłoczki za pośrednictwem płynu, nazywają się hydraulicznymi. Sprawność przekładni hydraulicznej wynosi 88% przy najczęściej stosowanym ciśnieniu w przewodzie ok. 56 kg/cm².

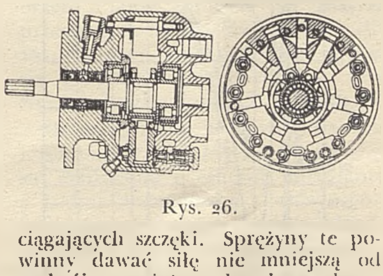
Firma Girling zastosowała układ hydrauliczny zwany Hydrastatic o większej sprawności z powodu małego ruchu cieczy. Ponieważ szczęki hamulca mają bardzo mały luz, ze względu, że przy wyłączonym hamulcu, szczęki lekko „punktowo" dociskają do bębna (z siłą ok. 0,25 kg), więc luz na szczękach jest w granicach odkształceń sprężystych końców szczęk. Główny cylinder hydrauliczny tego układu pokazany jest na rys. 25.

Jeżeli wysiłek nogi (normalnie ok. 50 kg w nagłych wypadkach 100 kg) nie jest wystarczający do uruchamiania rozpieraka przy przekładni między ruchem rozpieraka i pedału najwyżej 1 : 51,5 (najczęściej 1 : 41), to posługujemy się *servo-urządzeniami*, które wykonywują właściwą pracę uruchamiania rozpieraka. — Pedał hamulca w dużej mierze służy wówczas tylko jako element sterujący servo-urządzenie.

Stosowane są następujące zasadnicze typy servo-urządzeń:

- mechaniczne, które przy pomocy przekładni przeważnie zębatych i ciernych, pobierają pracę od silnika samochodu np. servo Rolls-Royce,
- próżniowe, w których wyzyskuje się podciśnienie (ok. 0,5 kg/cm²) w rurze ssącej silnika lub podciśnienia wytwarzane przez pompę. W dalszym obiegu otrzymuje się, np. przy pomocy urządzenia Hydrovac [4]) albo stosując servo Clayton-Dewandre, ciśnienie w przewodzie rydraulicznym 100 kg/cm²,
- ciśnieniowe, uruchamiane przy pomocy kompresora dającego powietrze o ciśnieniu od 3,5 do 7,5 kg/cm² (najczęściej 5,5 kg/cm²) np. servo Dewandre,
- hydrauliczne, uruchamiane przy pomocy pompy tłoczkowej Lockheeda, pokazanej na rys. 26, które dają ciśnienie w przewodzie 85 kg/cm².

Siła rozpieraka poza naciskiem na szczękę musi pokonać siłę sprężyn od-



Rys. 26.

ciągających szczęki. Sprężyny te powinny dawać siłę nie mniejszą od podwójnego ciężaru dwuch szczęk.

---

[4]) *Przegląd Motoryzacyjny, No. 10 Listopad 1945 r.*

HAMULCE DWUSZCZĘKOWE

Układy hamulców dwuszczękowych można podzielić na trzy zasadnicze typy:

- hamulce z rozpierakiem przesuwnym — rys. 27,
- hamulce z rozpierakiem nieprzesuwnym — rys. 28,
- hamulce typu Perrota (samowzmacniające się) — rys. 29.

Dwa pierwsze typy hamulców, różnią się między sobą rodzajem rozpieraka, a w trzecim typie, rozpierak działa tylko na jedną szczękę, która jest zamocowana za pomocą osi do drugiej szczęki.

W hamulcach dwuch pierwszych typów jedna szczęka jest przeciwbieżna, a druga współbieżna.

W hamulcu z rozpierakiem *przesuwnym* $P_1 = P_2$ więc współczynnik sprawności wynosi

$$E_a = \frac{\mu_1 \frac{h_1}{x_1 R} E'_a + \mu_2 \frac{h_2}{x_2 R} E''_a}{\mu_1 \frac{h_1}{x_1 R} + \mu_2 \frac{h_2}{x_2 R}}$$

Ponieważ najczęściej

$$h_1 : x_1 \cong h_2 : x_2$$

i $\mu_1 = \mu_2$ czyli otrzymuje się:

$$E_a = \frac{E'_a + E''_a}{2}$$

a dla hamulca symetrycznego ze szczękami symetrycznymi:

$$E_a = y \frac{K_1 + K_2}{2}$$

Naciski w szczękach rozkładają się jak:

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{y_2 E'_a}{y_1 E''_a}$$

W hamulcu symetrycznym ze szczękami symetrycznymi naciski rozkładają się w następujący sposób:

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{K_1}{K_2}$$

czyli, że szczęka współbieżna w hamulcu z rozpierakiem przesuwnym pracuje pod większym naciskiem. Dlatego czasami stosują w tym typie hamulców okładziny cierne niejednakowej grubości. Chodzi o to, aby zmiana okładzin następowała jednocześnie na obydwuch szczękach.

W hamulcach z rozpierakiem *nieprzesuwnym* współczynnik sprawności wynosi:

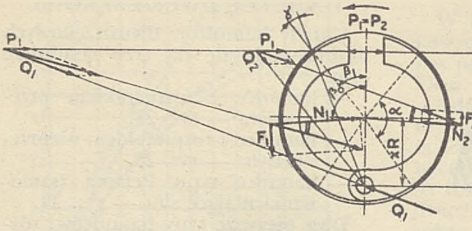
$$E_a = \frac{K_2 E'_a + K_1 E''_a}{K_1 + K_2}$$

a dla hamulców symetrycznym ze szczękami symetrycznymi $Ea = y$.

Naciski na szczęki rozkładają się jak:

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{K_2 E'_a y_2 h_1 x_2}{K_1 E''_a y_1 h_2 x_1} \cong 1$$

czyli, że nacisk na obydwie szczęki



Rys. 27

jest jednakowy to znaczy, że przy niedużych różnicach kąta przylegania okładziny na obydwuch szczękach, zużywają się okładziny jednakowo. Jest to jedną z zalet tego typu hamulców.

W hamulcach *typu Perrota (samowzmacniających się)* obydwie szczęki są współbieżne lub przeciwbieżne przy jeździe do tyłu. (Rys. 29). Siła Q nacisku na oś pierwszej szczęki, jest siłą rozpierającą szczęki drugiej.

Współczynnik sprawności hamulca:

$$E_o = E'_o + \frac{\mu_2}{\mu_1} \frac{Q_1}{P_1} \frac{h_2}{x_2} \frac{x_1}{h_1} E''_o$$

Ponieważ często $h_1 : x_1 \cong h_2 : x_2$ i $\mu_1 = \mu_2$ więc:

$$E_o = E'_o + \frac{Q_1}{P_1} E''_o$$

W hamulcu symetrycznym ze szczękami symetrycznymi siła włączająca drugą szczękę

$$P''_o = 2P\left(1 + \frac{2\mu E_o}{x}\right)$$

a więc moment wytwarzany przez drugą szczękę wynosi:

$$M_{II} = M_I\left(1 + \frac{2\mu E'_o}{x}\right)$$

Moment hamulca podzieli się pomiędzy szczęki w stosunku:

$$\frac{M_I}{M_2} = \frac{K_2}{K_1}$$

gdzie $$K_2 = \frac{1}{1 + \mu \frac{y}{x}}$$

które nie jest równe $K_{II} = K_I$

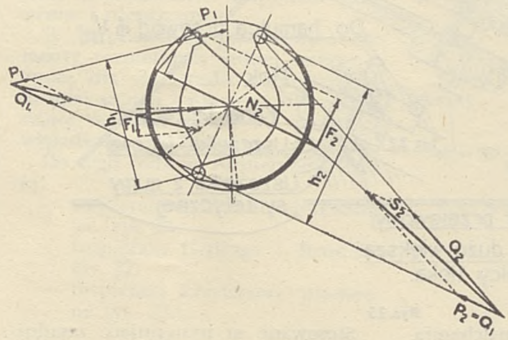
Współczynnik sprawności hamulca symetrycznego

$$E_o = 2yK_1^2$$

a przy obrotach w odwrotną stronę

$$E_o = 2yK_2^2$$

(obydwie szczęki przeciwbieżne). Jedną z wad hamulców typu Perrota jest duża różnica momentu hamulca przy jeździe do tyłu w stosunku do momentu w czasie jazdy w przód (od 4 do 4,5 razy mniejszy). W hamulcach Bendix duo-servo, które są hamulcami typu Perrota, wadę tę usunięto przez odpowiednie osadzenie szczęk, przy którym, niezależnie od kierunku obrotów bębna, obydwie szczęki zawsze pracują jako współbieżne.



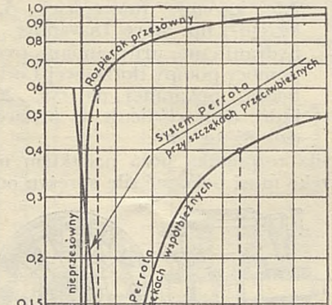
Rys. 29

Dla porównania podstawowych typów hamulców rozpatrzymy wykres na rys. 30.

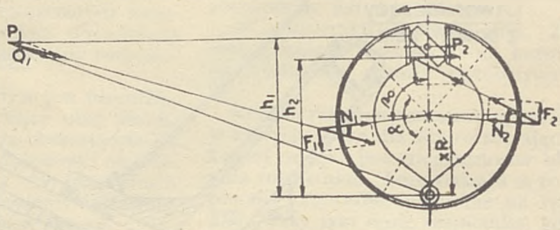
Wykres ten podaje zmienność współczynnika E_a sprawności hamulców symetrycznych w zależności od wartości $\mu y/x$, przyjmując, że dla hamulca z rozpierakiem przesuwnym, wartość E_a równa się 1. Rozpatrując zmienność E_a rozpatrujemy zmienność momentu hamulca ponieważ

$$M = \mu P_o R E_a$$

W hamulcach z rozpierakiem przesuwnym praktycznie nie przekraczamy punktu odpowiadającego $E_a = 1{,}5$. Powyżej tej wartości, małe zmiany współczynnika tarcia wywołują duże zmiany momentu hamulca czyli otrzymalibyśmy hamulec o bardzo niestałym momencie.



Rys. 30



Rys. 28

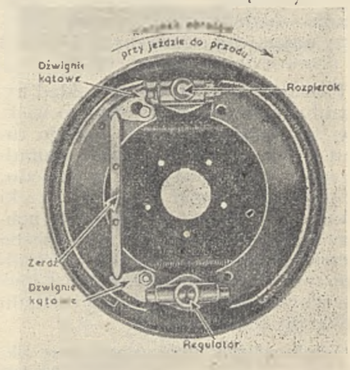
Z tego samego powodu w hamulcach typu Perrota nie przekraczamy praktycznie punktu odpowiadającego na wykresie $E_a = 5{,}5$.

Otrzymanie odpowiedniej wartości E_a jest jednym z warunków ograniczających wielkość współczynnika tarcia okładzin w zależności od typu hamulca.

Rozwiązania samochodowych hamulców szczękowych wewnętrznych prawie zawsze dadzą się sprowadzić do jednego z trzech rozpatrzonych wyżej typów.

Spotyka się układy hamulców dwuszczękowych, składających się z niezależnie od siebie działających dwuch szczęk, z których każda jest uruchomiana jednym rozpierakiem (patenty Lockheeda i Mercedes-Benz).

W hamulcach dwuszczękowych Girlinga i Bendixa typu 2LS (Two Leading Shoe) obydwie szczęki pracują jak współbieżne, co otrzymano za pomocą układu dźwigni przenoszących siłę z rozpieraków na szczęki (rys. 31).



Rys. 31.

W Ameryce dla ciężkich samochodów stosują układ hamulców dwuszczękowych, znany pod nazwą Hi-

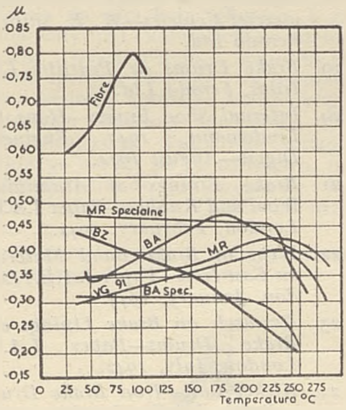
Tork, które działają przy jeździe do przodu jak hamulce typu Perrota, przy jeździe do tyłu natomiast specjalny układ dźwigni i rozpieraków zwiększa moment wytwarzany przez hamulec.

Przy hamulcach trzy i więcej szczękowych układ składa się przeważnie z dwuch poprzednio omówionych podstawowych typów hamulców, z których jeden jest układem Perrota.

MATERIAŁY CIERNE

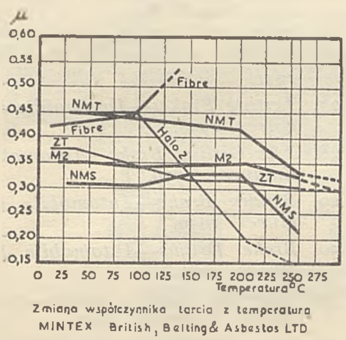
Poniżej będą omówione główne rodzaje materiałów ciernych stosowanych na okładziny szczęk hamulcowych.

Materiały *azbestowe* wykonywane są z azbestu (głównie z odmiany chrysotil i crocidolit), którego włókna wytrzymują pracę nie wyżej temperatury 450° C ze względu na zawartość wody krystalicznej. Materiały azbestowe dzielą się na azbestowe i azbestowo-metalowe, w zależności od tego czy do przędzy azbestowej dodano druty miedziane lub cynowe czy też nie. Te wkładki metalowe głównie mają na celu zwiększanie przewodnictwa cieplnego materiału ciernego. Dla wzmocnienia i uzyskania możliwie stałego współczynnika tarcia, tkanina azbestowa jest impregnowana bituminami, olejami, plastykami, gumą naturalną lub syntetyczną. W zależności od środków impregnacyjnych i metod produkcji mamy dwie odmiany materiałów ciernych ,,sztywne'' lub ,,elastyczne''. Ze względu na przebieg produkcji materiały azbestowe dzielą się na azbestowe, azbestowo-wulkanizowane i azbestowo-stapiane.



Zmiany współczynnika tarcia z temperaturą
FERODO LTD. Chapel-en-le Frith.

Rys. 32



Zmiana współczynnika tarcia z temperaturą
MINTEX British Belting & Asbestos LTD

Rys. 33

Za maksymalną praktyczną temperaturę pracy dla większości materiałów ciernych azbestowych uważa się 260° C.

Na poniższych wykresach (rys. 32 i 33) podana jest zmienność współczynnika tarcia z temperaturą dla kilku materiałów ciernych azbestowych i dwuch bawełnianych (fibr).

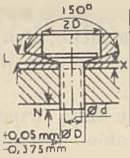
Materiały *bawełniane* (znane w Polsce przeważnie pod nazwą ferodo-fibra) są wykonywane z tkaniny bawełnianej, przy czym mogą być dodawane druty miedziane lub cynowe. Tkanina jest impregnowana celem wzmocnienia, a tym samym zmniejszenia zużycia. Od środków impregnacyjnych zależy maksymalna dopuszczalna temperatura pracy, która dla różnych gatunków wynosi: 105°, 122°, 127° i 175° C. Współczynniki tarcia tych materiałów ciernych zawierają się w granicach $\mu = 0,45$ do 0,8. Nie stosuje się ich w hamulcach samochodowych, ponieważ mają za niską dopuszczalną temperaturę pracy i za duży współczynnik tarcia, który powodowałby zakleszczanie hamulców wewnętrznych.

Materiały z *tkaniny aluminiowej* impregnowane gumą lub materiałami syntetycznymi mają przeważnie początkowy współczynnik tarcia $\mu = 0,28$, który ze wzrostem temperatury rośnie do 0,4 a następnie opada i utrzymuje się na wartości około $\mu = 0,35$. Zużycie tego materiału jest około 3 razy mniejsze od zużycia przeciętnych materiałów azbestowych. Do produkcji tego materiału stosuje się głównie długie niekruszące się wióry z duraluminium RR 56 lub 59.

Materiały cierne ze sproszkowanych i *spiekanych metali*. Używa się często materiałów o osnowie miedzianej z takimi dodatkami jak ołów, cynk lub żelazo i drugim głównym składnikiem, którym jest materiał posiadający duży współczynnik tarcia jak np. krzemionka. Ilość tego drugiego składnika zależy od wymaganego współczynnika tarcia. Często stosuje

Tabela IV

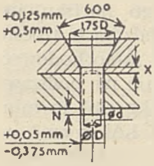
NITY Z ŁBAMI PŁASKIMI-RURKOWE-MIEDZIANE



Grubość okładziny	Do 4mm	4-6	6-9	[illegible]
Średnica nita D	3	4	5	6
Średnica d	2	2,5	3,25	4
Wymiar x	1	1	1,5	2
Wymiar L	1	1	1,5	2
Naddatek N	1,5	1,5	2,5	3,5

Tabela V

NITY Z ŁBAMI STOŻKOWYMI-RURKOWE-MIEDZIANE



Grubość okładziny	3-6	6-9	pow. 4mm
Średnica nita D	4	5	6
Średnica d	2,5	3,25	4
Wymiar x	1	1,5	2
Naddatek N	1,5	2,5	3,5

się materiał o $\mu = 0,35$ który utrzymuje się w wyższych temperaturach i ulega małym zmianom pod wpływem wody i oleju. Drugim gatunkiem tego rodzaju materiałów ciernych jest spiekane żeliwo.

Ponieważ materiały spiekane są dosyć słabe i kruche, dlatego wymagają osadzenia na silnym podłożu, do którego są mocowane od razu przy spiekaniu w czasie produkcji. Inne materiały cierne w hamulcach samochodowych mocuje się do szczęk nitami przeważnie miedzianymi lub aluminiowymi. Wielkość i kształt pojedyńczego nita dobiera się w zależności od gatunku i grubości okładziny. [5]) Przy materiałach sztywnych poleca się nity z łbami płaskimi (patrz tabela IV), a dla materiałów elastycznych — nity z łbami stożkowymi (Tabela V).

Ostatnio stosowane jest przykręcanie okładzin ciernych na śruby z materiałów syntetycznych (patent Bendix Aviation Co.) lub przyklejanie metodą Redux. [6])

Dobór rodzaju okładzin ciernych zależy od rodzaju hamulców, materiału bębna hamulcowego i warunków pracy.

W hamulcach samochodowych używa się materiały cierne o współczynniku tarcia w granicach $\mu = 0,3$ do 0,48 przy czym często na szczęce współbieżnej stosuje się materiały o współczynniku tarcia niższym, a na szczęce przeciwbieżnej wyższym. W hamulcach typu Perrot stosuje się

[5]) *Dane z firmy British Belting & Asbestos Ltd.*

[6]) *Przegląd Motoryzacyjny Nr. 10. Listopad 1945.*

materiały o współczynniku tarcia $\mu = 0.28 - 0.32$.

Woda obniża współczynnik tarcia materiałów azbestowych o około 60% w stosunku do pracy na sucho, a materiałów specjalnych azbestowych jak np. Mintex M 4 o 10%.

Oleje i smary zmniejszają współczynnik tarcia materiałów ciernych azbestowych do wartości poniżej 0.1.

Maksymalny nacisk jednostkowy oblicza się w-g wzorów podanych w tabeli I.

Wybór największego nacisku jednostkowego przy okładzinach azbestowych dla hamulców samochodowych odbywa się przeważnie na podstawie wartości $\mu p_m v = 700$ kg/cm² m/min., co odpowiada 0,155 KM z cm² powierzchni okładziny (niektóre materiały dopuszczają $\mu p_m v = 1050$ kg/cm² m/min.). Niektóre firmy polecają wybór na podstawie wartości $p_m v =$ 1400 do 2150 kg/cm² m/min. (zależnie od materiału), ponieważ μ jest bardzo zmienne. Najczęściej jednak przy wyborze materiałów na okładziny hamulców samochodów rynkowych nie bierze się pod uwagę szybkości, przyjmując ją za stałą, a jedynie wartość μp_m, którą zakłada się równą 4.25 kg/cm² dla większości materiałów azbestowych europejskich. Dla hamulców ze szczękami sztywnymi przyjmują czasami $\mu p_m = 5{,}25$ kg/cm². Materiały azbestowe amerykańskie dopuszczają $\mu p_m = 5.75$ kg/cm². W specjalnych warunkach pracy jak np. przy pracy hamulców autobusowych w terenach górskich stosuje się mniejsze wartości μp_m.

Przy bębnach hamulcowych prasowanych ze stali niskowęglowej o twardości poniżej 200° Brinella, należy stosować cierne materiały azbestowe bez drutów metalowych, a przy bębnach twardszych — okładziny z drutami cynkowymi. Przy bębnach z dobrego żeliwa praktycznie można używać okładzin ciernych wszystkich gatunków, pamiętając jednak że okładziny z drutami miedzianymi lub bezmetalowe mogą mieć skłonność do „zacierania" się z żeliwem. Bębny z białej kujnej leizny pracują dosyć dobrze z okładzinami azbestowymi bezmetalowymi lub z drutami cynkowymi.

MATERIAŁY NA BĘBNY HAMULCOWE

W samochodach osobowych i lekkich ciężarowych głównie były stosowane bębny prasowane ze stali niskowęglowej, która nie współpracuje dobrze z okładzinami ciernymi. Bębny tłoczone przeważnie nie zapewniają dostatecznej sztywności ze względu na trudność tłoczenia specjalnych żeber, lecz stosuje się je ze względu na tańszą produkcję w tańszych wozach.

Głównym materiałem na bębny hamulcowe jest żeliwo perlityczne, najczęściej o zawartości grafitu 2,3 do 2,4% i twardości od 200° do 250° Brinella. Stosowane są przeważnie żeliwa stopowe jak również Mechanite D, często jednak decyduje cena, a nie najlepsze właściwości techniczne. Dobra obrabiarność żeliwa pozwala na otrzymanie dostatecznie gładkiej powierzchni współpracującej z materiałem ciernym okładziny, co ma bardzo duży wpływ na powolniejsze zużywanie się okładzin i bębna.

Kujna leizna biała, jako materiał na bębny hamulcowe, daje średnie wyniki. Staliwo nie jest pożądane na bębny hamulcowe, a kujna leizna szara i materiały nieżelazne nie nadają się zupełnie.

W samochodach wyścigowych czasami stosowano bębny hamulcowe aluminiowe lub elektronowe z wkładkami żeliwnymi, pracującymi jako powierzchnie trące. Ostatnio takie rozwiązanie znalazło zastosowanie i w wozach popularnych np. Gregoire.

Ostatnio w U.S.A. ukazały się bębny hamulcowe z przynitowanymi wykładzinami składającymi się z trzech warstw: taśmy stalowej, warstwy ze spiekanych proszków miedzi i warstwy materiału ciernego ze spiekanych metali (takie wykładziny są stosowane i dla szczęk hamulca). Wykładziny te (Patent S.A. Wellman Co. U.S.A.) zapobiegają miejscowym przegrzaniom bębna przez szybkie rozprowadzenie ciepła poprzez warstwę miedzianą.

LITERATURA

1. *Brake and Shoe Desing, H. E. Merritt, D.Sc.—Paper of Institution of Automobile Engineers — London, March, 1924.*
2. *Automobile Brakes—L. H. Dawtrey—Procedings of Institution of Automobile Engineers, London, 1929-1930, Vol. XXIV.*
3. *Brake—Shoe Design Considered Graphically — V. G. Barford, Proc. I.A.E., 1932-1933, Vol. XXVII.*
4. *Brake Performance—E. W. Sinesman—Proc. I.A.E., 1936-1937, Vol. XXXI.*
5. *Theory of Machines—L. Toft, M.Sc. and A. T. J. Kersey—London.*
6. *Automobiltechnisches Handbuch R. Bussian, 1942, Berlin.*
7. *Vehicles Automobiles — Pierre Prevost—1935, Paris.*
8. *A New Automobile Braking System—A. H. Girling, Proc. I.A.E., 1930-1931, Vol. XXV.*
9. *Some Notes on Four—Wheel Braking Systems—F. A. S. Acres, Proc. I.A.E., 1923-1924, Vol. XVIII.*
10. *Experiments on Self-Energised Brakes—Major C. G. Nevatt, Proc. I.A.E., 1928-1929, Vol. XXIII.*
11. *Hydraulic Brakes—F. G. Parnell, Proc. I.A.E., 1932-1933, Vol. XXVII.*
12. *Brakes—W. P. Kirkwood, Proc. I.A.E., 1928-1929, Vol. XXIII.*
13. *Safety in Four-Wheel Braking Systems—Platt, Proc. I.A.E., 1928-1929, Vol. XXIII.*
14. *Taschenbuch—Bosch—Wyd. VII—1939, Berlin.*
15. *Mechanical Engineers Handbook—Kent—Wyd. XI—New York.*
16. *Technisches Hilfsbuch — Klingelnberg—1939, Berlin.*
17. *Applied Mechanics—D. A. Low—Wyd. XVII—1942, London.*
18. *Braking on Private and Commercial Vehicles—W. E. Shilton, Ferodo Ltd.*
19. *Brake Drums in Pearlitic Cast Irons, Ferodo Ltd.*
20. *Internal Shoe Brakes—Hans W. Lindemann, 1943, Engineers Digest—August 1944.*
21. *Brake Linings of Aluminium Wool and Rubber—Paper I.A.E., London, February, 1944.*
22. *Wear of Brake Band Materials on Cast Iron—Paper I.A.E., London, January, 1944.*
23. *Research on Brake Linings and Brake Drums—Paper I.A.E., London, July, 1942.*
24. *Nickel Cast—Iron Brake Drums—Paper I.A.E., London, June, 1941.*
25. *Mechanical Engineers Handbook—Lionel S. Marks, Wyd. IV, 1941, New York.*
26. *Brake Shoe Desing by H. E. Merrit, Automobile Engineer, 1931.*
27. *Testing Brakes—Automobile Engineer, 1938.*
28. *The Girling Brake—Automobile Engineer, 1939.*
29. *Bendix Brake—Automobile Engineer, 1939.*
30. *Brake Drums—Automobile Engineer, 1942.*
31. *The New Girling Brake—Automobile Engineer, 1946.*
32. *New Lockheed Servo Brake—Automobile Engineer, 1946.*

BRYTYJSKIE SAMOCHODY OSOBOWE

(ciąg dalszy) *

SKRZYNKI BIEGÓW

(„Automobile Engineer"—Oct. 1945—Extra Number.)

Tłumaczyli inż. J. Łazoryk, W.I.T. i inż. J. Mihułowicz, W.I.T.

ALVIS

Skrzynki biegów tej firmy wyróżniają się zastosowaniem synchronizacji dla wszystkich czterech biegów. Oryginalna ta konstrukcja chroniona jest trzema patentami. Wszystkie biegi w przód mają daszkowe koła zębate o stałym zazębieniu. Mechanizm synchronizujący zabezpiecza przed zbyt wczesnym włączeniem sprzęgieł kłowych.

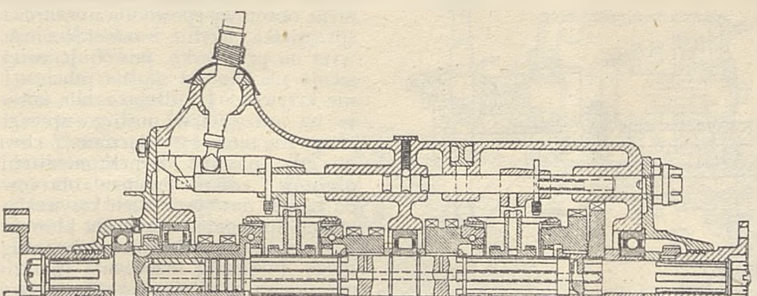
Skrzynka jest skonstruowana jako oddzielny zespół i jest napędzana od sprzęgła krótkim wałkiem, za pośrednictwem przegubu elastycznego. Wałek sprzęgłowy, ułożyskowany w dużych łożyskach: kulkowym i rolkowym, ma drobny wieloklin dla osadzenia na nim koła zębatego, a zakończony jest kołnierzem z uzębieniem wewnętrznym, stanowiącym część sprzęgła kłowego. Na zewnętrznej średnicy kołnierza osadzony jest pierścień stożkowy sprzęgiełka synchronizującego. Przesuwka sprzęgła kłowego ma kły po ob ustronach, tak że przy ruchu do tyłu zazębia się z kołem biegu trzeciego. Takie samo urządzenie zastosowane jest dla kół drugiego i pierwszego biegu. Tak więc wałek główny niesie trzy koła o zębach daszkowych i jedno o zębach prostych, przy czym wszystkie są w stałym zazębieniu z kołami wałka pośredniego.

Konstrukcja taka powoduje oczywiście, że skrzynka jest nieco dłuższa niż normalnie, zwłaszcza wobec konieczności podparcia obu wałków łożyskami pośrednimi. Stożki sprzęgiełek synchronizujących przymocowane do kół zębatych są ze stali, zaś moletowane gniazda stożkowe tulei synchronizatorów, z brązu. Na zewnątrz tulei synchronizatora znajduje się środkowy pierścień, za który chwytają widełki. Wewnątrz tulei wytoczony jest pierścieniowy rowek, w który wchodzi kulkowa zapadka, dla ustalenia przesuwki sprzęgła w położeniu środkowym.

Przestawienie dźwigni zmiany biegów powoduje przesunięcie zespołu synchronizującego w odpowiednim kierunku, przy czym najpierw wchodzą w zetknięcie sprzęgiełka synchronizujące, wyrównując obroty. Tuleja synchronizatora i przesuwka sprzęgła kłowego obracają się razem, mając jednak pewną swobodę ruchu względem siebie, gdyż trzy ramiona przesuwki wchodzą w podłużne, rozszerzone w środku, wycięcia tulei. Przy sprzęganiu zatem przesuwka sprzęgła kłowego pozostaje nieco w tyle i sprzęgło zostaje włączone po zupełnym dociśnięciu sprzęgiełka synchronizującego.

Przedni koniec wałka głównego osadzony jest w gnieździe wałka sprzęgłowego, za pomocą rolkowego łożyska typu Hyatta. Wałek pośredni posiada wieloklin dla osadzenia czterech kół zębatych. Osobliwością tej skrzynki jest przedzielenie jej ścianą środkową. Przekładnie wynoszą: bieg bezpośredni 1 : 1; trzeci 1,43 : 1; drugi 2,03 : 1; pierwszy 3,15 : 1 i wsteczny 3,5 : 1.

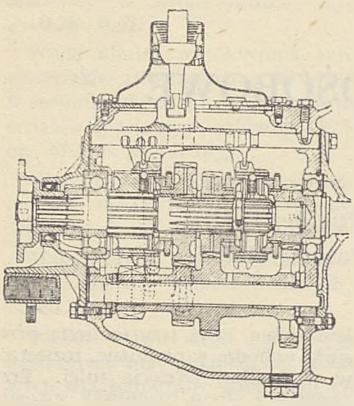
*) *Początek patrz „Przegląd Motoryzacyjny" No. 11-12, str. 2.*



Czterobiegowa, całkowicie synchronizowana skrzynka biegów Alvis.

AUSTIN

Skrzynka ta posiada cztery biegi w przód i jeden wstecz, przy czym bieg drugi, trzeci i czwarty są synchronizowane. Żeliwny korpus skrzynki jest odlany wraz z osłoną sprzęgła. Wałek sprzęgłowy i tylny koniec wałka głównego w łożysku rolkowym. Koło zębate wałka sprzęgłowego jest wykonane z jednej sztuki z tym wałkiem, jednak stożek synchronizatora i część sprzęgła kłowego są oddzielne i osadzone na wieloklinie. Na wałku głównym znajduje się kołnierz przegubu, osadzony na wieloklinie i ustalony nakrętką, koło szybkościomierza, korpus synchronizatora z przesuwnym na nim kołem zębatym pierwszego biegu, koła drugiego i trzeciego biegu, obracające się na tulejkach brązowych osadzonych na wieloklinie wałka i oddzielonych pierścieniem odległościowym z wieloklinem wewnętrznym, oraz korpus synchronizatora trzeciego i czwartego biegu z przesuwną na nim przesuwką kłową. Koła drugiego i trzeciego biegu są ustalone na wałku za pomocą pierścieni z wieloklinem wewnętrznym, które są przestawione o pół podziałki wieloklina i ustalone w tym położeniu kołkami dociskanymi sprężynkami. Tylne łożysko wałka głównego osadzone jest w gnieździe o średnicy zewnętrznej nieco większej od największego koła zębatego, co umożliwia wyjęcie całego zespołu wałka.



Czterobiegowa skrzynka samochodu Austin Ten.

W górnej części skrzynki znajdują się dwa drążki wodzikowe, ustalone poosiowo przez przednią i tylną pokrywę skrzynki. Przesuwające się po drążkach widełki, z kulkowymi zapadkami, są poruszane wprost dolnym końcem dźwigni przekładniowej. Wahliwa płytka selektora ustala widełki niewłączanych biegów, w ich położeniu neutralnym. Dla włączenia biegu wstecznego, dźwignia zmiany biegów musi być uniesiona w górę, by przekroczyć zderzak zabezpieczający bieg wsteczny. Przy przekładni mostu tylnego 6,143 : 1, całkowite przekładnie wynoszą: bieg czwarty 6,143 : 1; trzeci 10,5 : 1; drugi 16,77 : 1; pierwszy 27,6 : 1 i wsteczny 35,5 : 1.

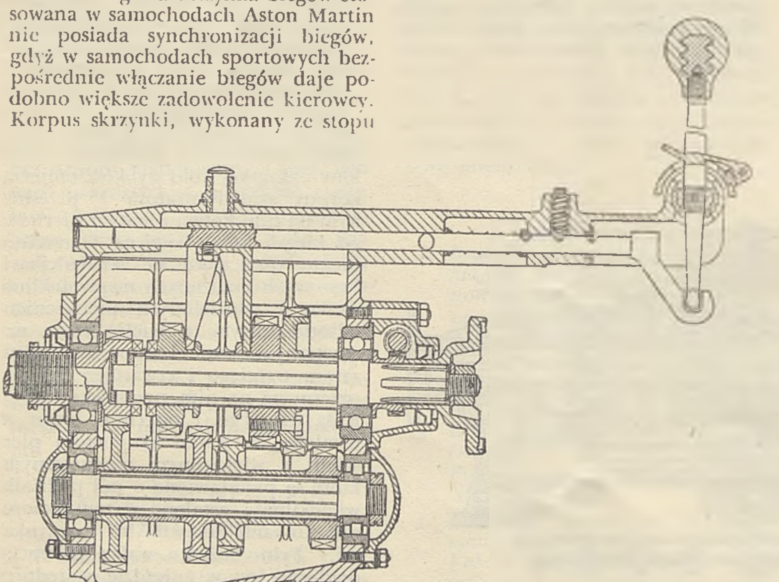
ASTON MARTIN

Czterobiegowa skrzynka biegów stosowana w samochodach Aston Martin nie posiada synchronizacji biegów, gdyż w samochodach sportowych bezpośrednie włączanie biegów daje podobno większe zadowolenie kierowcy. Korpus skrzynki, wykonany ze stopu aluminiowego, jest zwartej i sztywnej konstrukcji i mieści mocne, o prostych zębach koła czołowe, osadzone na krótkich, sztywnych wałkach, ułożyskowanych w łożyskach kulkowych i rolkowych o dużych wymiarach.

Wałek sprzęgłowy jednym końcem spoczywa na łożysku kulkowym umieszczonym w kołnierzu koła zamachowego, drugim zaś na dużym łożysku kulkowym osadzonym w przedniej ścianie skrzynki. Łożysko to jest ustalone za pomocą kołnierza na zewnętrznym pierścieniu łożyska, który jest przytrzymany pokrywą. W podobny sposób ustalone jest tylne łożysko wałka głównego i oba łożyska wałka pośredniego. Wałek sprzęgłowy jest wiercony dla zmniejszenia ciężaru i posiada szlifowane wytoczenie stanowiące bieżnię łożyska rolkowego wałka głównego. Bezpośrednio na wałku nacięte jest koło zębate stałego zazębienia i kły sprzęgła biegu bezpośredniego. Wieloklin wałka głównego niesie koło zębate biegu trzeciego, z naciętymi na nim kłami sprzęgła biegu bezpośredniego, oraz koła drugiego i pierwszego biegu, które są wykonane oddzielnie i skręcone śrubami. Poza łożyskiem tylnym wałek główny, dla osadzenia kółka śrubowego napędu szybkościomierza i kołnierza przegubu. Kołnierz ten jest zabezpieczony nakrętką, która także dociska wewnętrzny pierścień łożyska tylnego do odsadki na wałku.

Wieloklinowy wałek pośredni niesiony jest na przednim końcu przez łożysko kulkowe, zaś na tylnym przez rolkowe. Wszystkie koła tego wałka są wykonane oddzielnie i są ściśnięte pomiędzy łożyskami za pomocą nakrętek. Koło biegu wstecznego z tulejką łożyskową obraca się na nieruchomej osce.

Przekładnie skrzynki są następujące: bieg najwyższy 1 : 1; trzeci 1,377 : 1; drugi 1,879 : 1; pierwszy 2,564 : 1 i wsteczny 2,32 : 1.



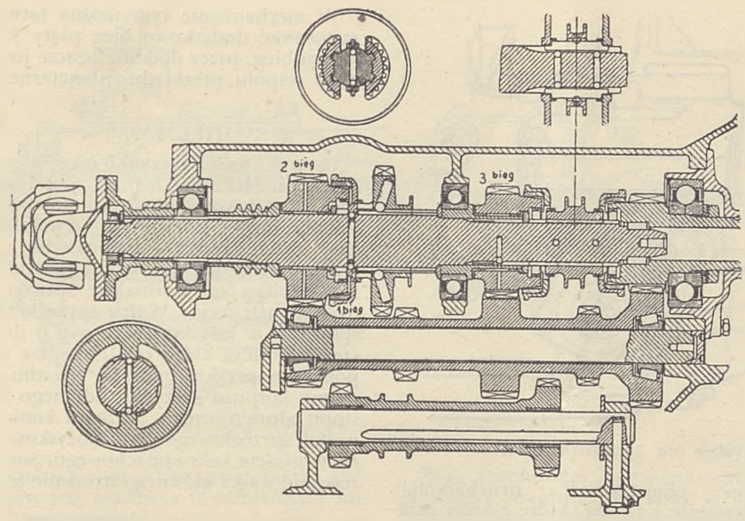
Czterobiegowa skrzynka biegów Aston Martin.

BENTLEY

Skrzynka biegów dla modelu Bentley Mark V była projektowana albo jako skrzynka trzybiegowa z nadbiegiem, albo jako normalna czterobiegowa; dalszy opis odnosi się do skrzynki czterobiegowej. Wałek sprzęgłowy jest normalnej długości; jego przedni koniec spoczywa na łożysku kulkowym osadzonym w gnieździe przymocowanym śrubami do kołnierza koła zamachowego. Zasadnicze podparcie wałka sprzęgłowego stanowi duże łożysko kulkowe, o dzielonym pierścieniu wewnętrznym, przejmujące siły osiowe w obu kierunkach. Wałek ten jest przewiercony ze względu na lekkość i posiada na końcu wytoczenie dla łożyska rolkowego niosącego wałek główny. Prócz koła stałego zazębienia wałek posiada nacięte na końcu zęby wewnętrzne, które wraz z uzębieniem na przesuwce tworzą sprzęgło kłowe dla biegu bezpośredniego. Przesunięcie przesuwki w stronę przeciwną, powoduje sprzęgnięcie podobnego mechanizmu w zespole trzeciego biegu.

Mechanizm synchronizujący zwyczajnego typu, z zapadkami dociskanymi sprężynkami, stwarza możliwość włączenia sprzęgła kłowego przed zsynchronizowaniem obrotów. Aby tego uniknąć, w rozwiązaniu Bentleya początkowy ruch przesuwki powoduje dociśnięcie sprzęgiełka synchronizującego, przy czym nacisk osiowy przesuwki na tarczę sprzęgiełka synchronizującego przenoszony jest przez skośne powierzchnie krzywek. Moment obrotowy spowodowany tarciem sprzęgiełka, łącznie z naciskiem osiowym na przesuwkę, powoduje zwiększenie nacisku na skośne powierzchnie krzywek. Jak długo zatem istnieje na sprzęgiełku poślizg, sprzęgło kłowe nie może być włączone. Z chwilą gdy nastąpi zsynchronizowanie obrotów i zniknie moment obrotowy od tarcia, następuje ruch krzywek po sobie i sprzęgnięcie sprzęgła kłowego.

Przesuwki synchronizatorów mogą mogą posiadać urządzenia przeciw grzechotaniu, składające się z szeregu kulek dociskanych sprężynkami, jednak stosowanie tych urządzeń nie jest zawsze konieczne. Dla włączania pierwszego i drugiego biegu służy przesuwne na wałku głównym koło, którego ruch w przód powoduje zazębienie jego wprost z kołem na wałku pośrednim, zaś ruch wstecz włączenie biegu drugiego, za pośrednictwem synchronizatora. Wałek pośredni odbiega od normalnie stosowanej konstrukcji i składa się z nieruchomej



Czterobiegowa Skrzynka biegów samochodu Bentley Mark V.

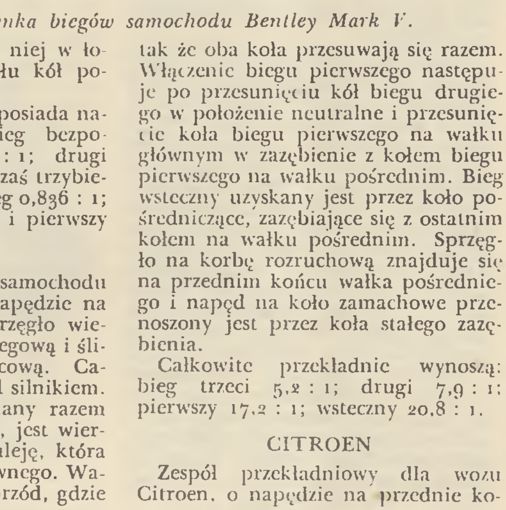
ośki i obracającego się na niej w łożyskach stożkowych zespołu kół pośrednich.

Skrzynka czterobiegowa posiada następujące przekładnie: bieg bezpośredni 1 : 1; trzeci 1,38 : 1; drugi 2,01 : 1; pierwszy 2,98 : 1, zaś trzybiegowa z nadbiegiem: nadbieg 0,836 : 1; trzeci 1 : 1; drugi 1,43 : 1 i pierwszy 4,24 : 1.

B.S.A.

Zespół przekładniowy samochodu B.S.A., model Scout, o napędzie na przednie koła, zawiera sprzęgło wielotarczowe, skrzynkę trzybiegową i ślimakową przekładnię końcową. Całość umieszczona jest przed silnikiem. Wałek sprzęgłowy, wykonany razem z kołem stałego zazębienia, jest wiercony i ma wprasowaną tuleję, która podpiera koniec wałka głównego. Wałek ten wystaje daleko w przód, gdzie osadzony jest na nim ślimak, napędzający koło ślimakowe i dyferencjał. Wałek główny posiada nacięty wieloklin dla osadzenia kół przesuwnych i biegnie w dwóch łożyskach kulkowych. Koła stałego zazębienia i koła drugiego biegu są daszkowe, zaś koła biegu pierwszego i wstecznego są o zębach prostych. Przy biegu bezpośrednim napęd przenoszony jest przez sprzęgło kłowe i koło drugiego biegu. Włączenie drugiego biegu następuje przez przesunięcie i sprzęgnięcie koła drugiego biegu na wałku pośrednim z kołem pierwszego biegu. Para kół drugiego biegu ma zęby daszkowe, tak że oba koła przesuwają się razem. Włączenie biegu pierwszego następuje po przesunięciu kół biegu drugiego w położenie neutralne i przesunięcie koła biegu pierwszego na wałku głównym w zazębienie z kołem biegu pierwszego na wałku pośrednim. Bieg wsteczny uzyskany jest przez koło pośredniczące, zazębiające się z ostatnim kołem na wałku pośrednim. Sprzęgło na korbę rozruchową znajduje się na przednim końcu wałka pośredniego i napęd na koło zamachowe przenoszony jest przez koła stałego zazębienia.

Całkowite przekładnie wynoszą: bieg trzeci 5,2 : 1; drugi 7,9 : 1; pierwszy 17,2 : 1; wsteczny 20,8 : 1.



Trzybiegowa skrzynka biegów samochodu B.S.A. Scout.

CITROEN

Zespół przekładniowy dla wozu Citroen, o napędzie na przednie koła, jest ciekawej konstrukcji i posiada szereg interesujących szczegółów. Napęd od silnika, który jest ustawiony kołem zamachowych do przodu, przenoszony jest przez sprzęgło jednotarczowe, poza którym znajduje się bezpośrednio przekładnia końcowa, z kół stożkowych o zębach spiralnych, a dalej przed nią trzybiegowa skrzynka przekładniowa.

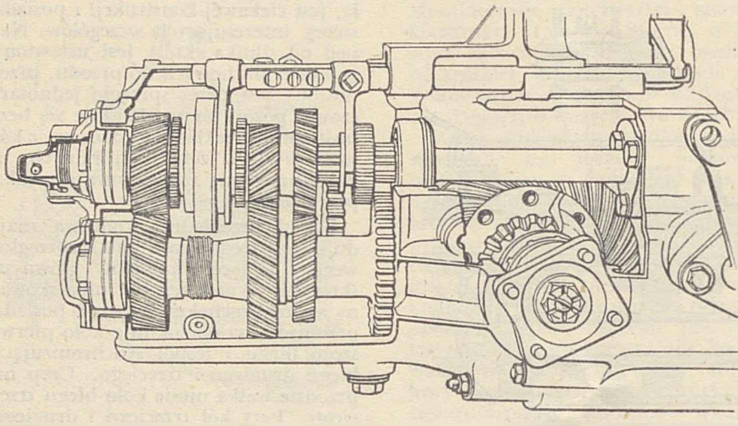
Ponad przekładnią końcową znajduje się przedłużenie wałka sprzęgłowego, będące wałkiem głównym skrzynki. Wałek ten jest ułożyskowany w łożyskach kulkowych i posiada przesuwne na wieloklinie koło pierwszego biegu i zespół synchronizujący biegu drugiego i trzeciego. Czop na przodzie wałka niesie koło biegu trzeciego. Pary kół trzeciego i drugiego biegu posiadają zęby skośne. Koło zębate drugiego biegu na wałku głównym jest wykonane wspólnie z drugim węższym kołem i zębach skośnych i obracają się one swobodnie na wałku, aż do czasu włączenia synchronizowanego sprzęgła kłowego.

Wałek pośredni, wykonany razem z stożkowym kołem napędzającym przekładni końcowej, jest podparty na dwóch łożyskach kulkowych. Na wałku tym zaklinowane jest koło biegu trzeciego, śrubowe koło napędu szybkościomierza i koło biegu drugiego. Na końcu wałka obraca się swobodnie zespół kół składający się z wąskiego koła o zębach skośnych i z koła pierwszego biegu o zębach prostych.

Bieg trzeci uzyskany jest przez sprzęgnięcie za pomocą przesuwki koła trzeciego biegu z wałkiem głównym. W ten sposób napęd zostaje przeniesiony z wałka głównego przez parę kół trzeciego biegu na wałek pośredni i na stożkowe koło przekładni końcowej. Bieg drugi odbywa się w sposób podobny, poprzez koła drugiego biegu. Napęd natomiast przy biegu pierwszym i wstecznym jest zupełnie inny. Przy biegu pierwszym przesuwne koło na wałku głównym zostaje połączone z kołem pierwszego biegu na wałku pośrednim. Napęd zatem zostaje przenoszony przez parę kół pierwszego biegu, następnie przez wąskie koła skośne z powrotem na wałek główny i stąd przez parę kół drugiego biegu na wałek pośredni.

Bieg wsteczny uzyskuje się przez przesunięcie koła pierwszego biegu w zazębienie z kołem pośrednim biegu wstecznego, wykonanym razem z kołem zazębiającym się z jednym z wąskich kół skośnych. Napęd przechodzi dalej przez parę kół drugiego biegu na wałek pośredni. Dla ręcznego rozruchu silnika wałek główny ma na końcu kołek, dla sprzęgnięcia z korbą rozruchową.

Całkowite przekładnie dla samochodu „Twelve" wynoszą: bieg najwyższy 4,9 : 1; drugi 8,3 : 1; pierwszy 14,8 : 1 i wsteczny 19,7 : 1.



Skrzynka biegów Citroen, o napędzie na przednie koła.

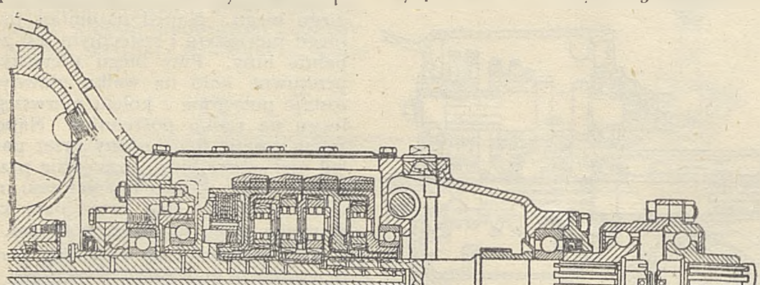
DAIMLER

Ta dobrze znana skrzynka biegów składa się zasadniczo z czterech zespołów przekładni planetarnych, odpowiednio łączonych ze sobą, za pomocą mechanizmu selekcyjnego i taśm zaciskających. W normalnej skrzynce czterobiegowej pierwszy, drugi, trzeci i wsteczny bieg uzyskuje się przez odpowiednie łączenie różnych zespołów planetarnych, natomiast bieg czwarty przez włączenie sprzęgła o małej średnicy, które blokuje wszystkie zespoły, tak że obracają się razem, dając bieg bezpośredni.

Celem włączenia danego zespołu planetarnego, odnośny jego bęben zostaje unieruchomiony przez parę taśm zaciskających, tak ułożonych, że reakcje momentu obrotowego jest zrównoważona, a wałek główny odciążony od sił zginających. Taśmy hamulcowe są zaciskane za pomocą silnej sprężyny, działającej na drążek, który przechodzi wzdłuż wszystkich zespołów planetarnych, uruchamiając dźwignie i zaciski, które z kolei działają na taśmy hamulcowe poszczególnych bębnów.

Mechanizm jest wyposażony w urządzenie wyrównujące automatycznie zużywanie się taśm hamulcowych. Selekcja biegów odbywa się za pomocą wałka z krzywkami, znajdującego się wewnątrz skrzynki, sterowanego małą dźwigienką pod kołem kierownicy. Specjalne urządzenie zabezpiecza przed jednoczesnym włączeniem więcej niż jednego biegu. Cały mechanizm jest smarowany olejem dostarczanym przez małą pompkę, umieszczoną z przodu skrzynki na wałku sprzęgłowym, a selektor i mechanizm uruchamiający są zanurzone w oleju.

Tego typu skrzynka, wmontowana w samochodzie Daimler z silnikiem $2\frac{1}{2}$ litra, o przekładni tylnego mostu 4,86 : 1, ma całkowite przekładnie następujące: bieg pierwszy 19,182 : 1; drugi 11,27 : 1; trzeci 7,58 : 1; czwarty 4,86 : 1 i wsteczny 26,23 : 1.

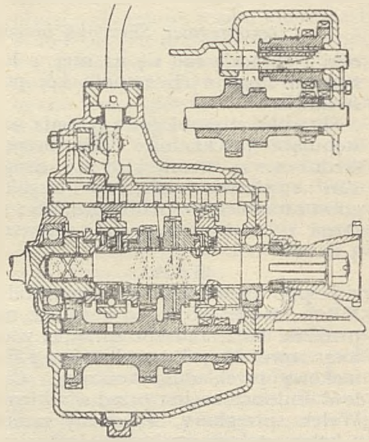


Preselekcyjna skrzynka biegów Daimler.

W mechanizmie tym można łatwo zastosować dodatkowo bieg piąty jako nadbieg, przez dodanie jeszcze jednego zespołu przekładni planetarnej.

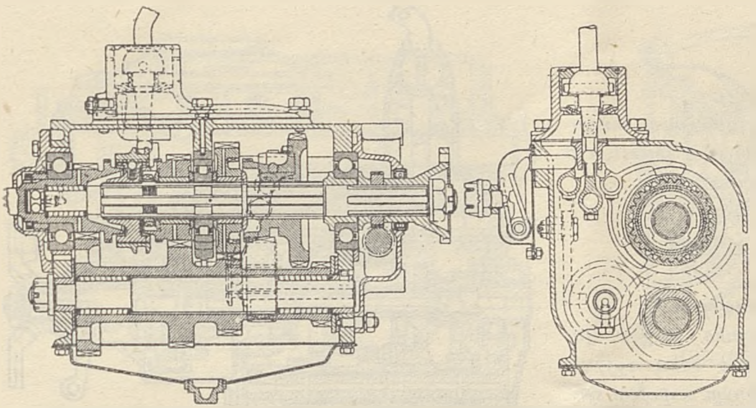
HILLMAN

Ostatni model skrzynki biegów samochodu Hillman „Minx" jest bardzo zwartej konstrukcji, co polepsza cichobieżność i zwiększa trwałość. Bieg drugi, trzeci i bezpośredni są synchronizowane, zaś układ skrzynki nie odbiega od normalnie spotykanych konstrukcji. Wałek sprzęgłowy spoczywa w łożysku kulkowym o dużej średnicy, które osadzone jest w pokrywie przykręconej do przedniej ściany korpusu skrzynki, odlanego ze stopu aluminiowego. Przedni koniec wałka sprzęgłowego jest ułożyskowany w piaście koła zamachowego. Smarowanie wałka głównego uzyskane jest przez spiralne rowki nacięte na powierzchni czopa końcowego i na powierzchni tulejek kół trzeciego i drugiego biegu. Doprowadzenie oleju odbywa się przez twory wywiercone w kole stałego zazębienia na wałku sprzęgłowym i w kołach trzeciego i drugiego biegu na wałku głównym. Pierścienie z stożkami synchronizującymi i kłami sprzęgającymi dla biegu bezpośredniego i trzeciego są wykonane oddzielnie i osadzone na kołach zębatych. Koło drugiego biegu wykonane jest z jednej sztuki wraz z stożkiem i kłami. Pierwszy bieg nie posiada synchronizacji.



Czterobiegowa skrzynka biegów Hillman Minx.

Łożysko na tylnym końcu wałka głównego jest osadzone wprost w ścianie korpusu skrzynki i ustalone laną pokrywą, która ponadto spełnia rolę wspornika, podtrzymującego tył zespołu silnika i skrzynki biegów. Zespół kół wałka pośredniego obraca się na nieruchomej osce, na łożyskach igłowych. Zapadki kulkowe, znajdujące się w widełkach, ustalają ich położenie na nieruchomych drążkach



Czterobiegowa skrzynka biegów Humber Light-Six.

wodzikowych. Dźwignia zmiany biegów jest osadzona w normalnym kulowym gnieździe, przy czym bieg wsteczny jest zabezpieczony przy pomocy poziomego tłoczka obciążonego sprężyną. Przy włączaniu pierwszego biegu dźwignia nie opiera się o tłoczek. Dla włączenia biegu wstecznego konieczne jest naciśnięcie dźwigni w bok, co spowoduje wciśnięcie tłoczka i umożliwi włączenie biegu. Pokrywa skrzynki ma wskaźnik i wlew oleju. Przy przekładni tylnego mostu 5,33 : 1, przekładnie całkowite wynoszą: bieg bezpośredni 5,33 : 1; trzeci 7,94 : 1; drugi 13,16 : 1; pierwszy 18,99 : 1 i wsteczny 25,37 : 1.

HUMBER

Skrzynka biegów samochodu Humber „Snipe" ma cztery biegi w przód i jeden wstecz, przy czym bezpośredni i trzeci są synchronizowane. Wałek sprzęgłowy z naciętym na nim kołem stałego zazębienia spoczywa w kulkowym łożysku o dużej średnicy. Wewnętrzny pierścień tego łożyska jest uchwycony przez tulejkę z uszczelnieniem labiryntowym i nakrętkę. Od strony skrzynki, wałek sprzęgłowy ma kołnierz, na którym nacięte są zęby do sprzęgnięcia z przesuwką biegu bezpośredniego i trzeciego. Zespół synchronizujący jest często spotykanego typu, z tym że powierzchnie cierne stożków mają nacięte rowki, ułatwiające wyciśnięcie oleju przy łączeniu sprzęgiełka. Ruch przesuwki w kierunku przeciwnym powoduje włączenie trzeciego biegu. Koło trzeciego biegu obraca się na tulei osadzonej na wałku głównym, który podparty jest w środku w łożysku rolkowym, a na końcu w łożysku kulkowym o dużej średnicy. Przedni czop wałka głównego podparty jest w łożysku rolkowym typu Hyatta, w wałku sprzęgłowym. Siły osiowe pomiędzy wałkiem sprzęgłowym a głównym są przenoszone przez cztery kulki, umieszczone w wytoczeniu wałka sprzęgłowego.

Poza środkowym łożyskiem wałka głównego znajduje się koło zębate drugiego biegu, obracające się na tulejce i posiadające uzębienie wewnętrzne, tworzące część sprzęgła kłowego. Włączanie drugiego biegu nie jest synchronizowane. Zespół kół wałka pośredniego, tworzący jedną całość, osadzony jest na nieruchomej osce, na łożyskach rolkowych typu Hayatta. Wszystkie koła są ze stali chromo-molibdenowej, przy czym koła stałego zazębienia są o zębach skośnych. Korpus skrzynki jest żeliwny. Oddzielna miska skrzynki jest tłoczona z blachy i ma pojemność około 3 litrów. Przekładnie wynoszą: bieg bezpośredni 1 : 1; trzeci 1,46 : 1; drugi 2,48 : 1; pierwszy i wsteczny 3,7 : 1.

JAGUAR

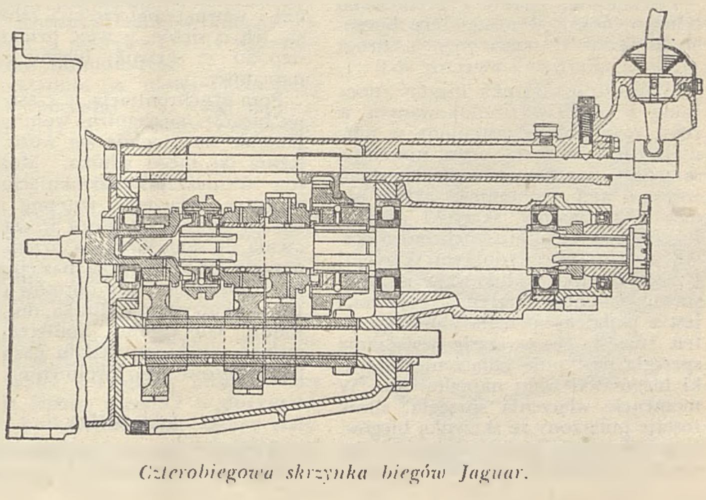
Ta czterobiegowa skrzynka ma wszystkie biegi synchronizowane, prócz pierwszego i wstecznego. Biegi synchronizowane mają koła daszkowe, będące w stałym zazębieniu. Wałek pośredni i wałek biegu wstecznego są umieszczone poniżej wałka głównego, zaś drążki wodzikowe są wyprowadzone dość daleko do tyłu, gdzie umieszczona jest dźwignia zmiany biegów. Także wałek główny jest wyprowadzony do tyłu, tak aby przegub wału napędowego był poza poprzeczką środkową ramy.

Koła zębate będące w stałym zazębieniu są włączane przy pomocy synchronizowanych sprzęgiełek kłowych. Wałek sprzęgłowy jest osadzony w dużym łożysku rolkowym na tylnym końcu, zaś w piaście koła zamachowego na przodzie. Koniec wałka sprzęgłowego posiada osadzone na nim koło stałego zazębienia, a wewnątrz wytoczenie z tuleją dla podparcia wałka głównego. Na wieloklinach wałka głównego osadzone są zespoły synchronizujące. Tylny koniec wałka głównego jest podparty w dużym łożysku kulkowym, które jest osadzone w korpusie skrzynki. Przedłużenie wałka jest ułożyskowane w dodatkowej osłonie aluminiowej, przykręconej do skrzynki. Kołnierz przegubu osadzony jest na wielokliniе, na końcu wałka głównego, bezpośrednio za małym kołem śrubowym dla napędu szybkościomierza. Zespół kół pośrednich składa się z tulei, wykonanej wspólnie z kołem zębatym pierwszego biegu, oraz nasadzonych na niej kół drugiego i trzeciego biegu, oraz koła stałego zazębienia. Całość obraca się na nieruchomej osce.

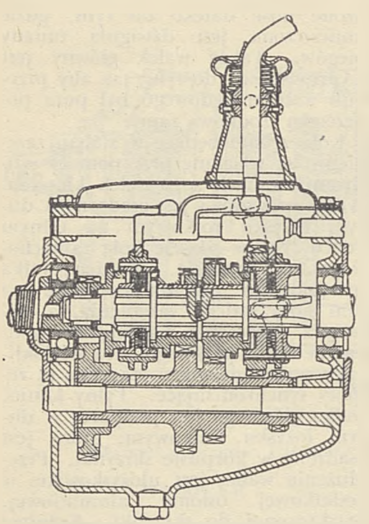
Całkowite przekładnie skrzynki wraz z tylnym mostem wynoszą: bieg bezpośredni 4,5 : 1; trzeci 6,18 : 1; drugi 9,51 : 1; pierwszy i wsteczny 16,2 : 1.

JOWETT

Czterobiegowa skrzynka biegów stosowana w samochodach Jowett, zaopatrzonych w silnik czterocylindrowy, jest prosta w konstrukcji i stanowi jeden zespół wraz z sprzęgłem i silnikiem. Skrzynka posiada cztery biegi w przód, przy czym bieg drugi, trzeci i czwarty są synchronizowane i mają koła o zębach skośnych.

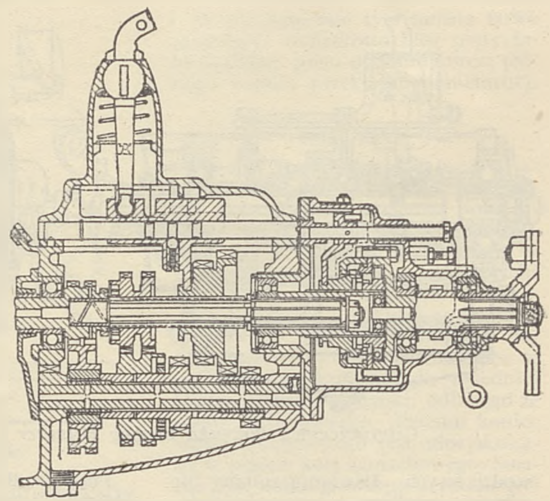


Czterobiegowa skrzynka biegów Jaguar.



Z lewej: Czterobiegowa skrzynka biegów Jowett, typ obecny.

Z prawej: Skrzynka biegów Jowett z roku 1937 z osobnym zespołem synchronizującym.



Wałek sprzęgłowy jest ułożyskowany z jednej strony w kole zamachowym, a z drugiej w łożysku kulkowym osadzonym w ściance skrzynki. Nacięty na tym wałku rowek spiralny i osłona stanowią zabezpieczenie przed wyciekaniem oleju do sprzęgła. Wieloklinowy wałek główny, niosący zespoły synchronizatorów i koła zębate, podparty jest z przodu na łożysku rolkowym w otworze wałka sprzęgłowego, a z tyłu na łożysku kulkowym osadzonym w ściance skrzynki.

Koła pośrednie pierwszego, drugiego i trzeciego biegu wykonane są z jednej sztuki, zaś koło stałego zazębienia osadzone jest na tym zespole przy pomocy wpustki. Cały zespół obraca się na łożyskach igłowych na nieruchomej osce, posiadającej wiercone otwory, przez które dostaje się olej do łożysk.

W pokrywie skrzynki osadzona jest na przegubie kulowym dźwignia zmiany biegów i mechanizm selekcyjny.

Przekładnie, łącznie z przekładnią tylnego mostu, wynoszą: bieg bezpośredni 4,89 : 1; trzeci 7,33 : 1; drugi 11,66 : 1; pierwszy i wsteczny 20,8 : 1.

Wprawdzie skrzynka biegów stosowana w modelu produkowanym w roku 1937 została zastąpiona w późniejszych modelach przez normalną skrzynkę synchronizowaną, jednak warto o niej wspomnieć. Składa się ona z normalnej skrzynki biegów i osobnego zespołu synchronizującego, zamocowanego do tyłu skrzynki. Urządzenie to, produkowane na podstawie patentu Werrena, połączone jest z pedałem sprzęgła głównego, w ten sposób, że w czasie wyłączania sprzęgła następuje odłączenie skrzynki biegów od wału napędowego. W momencie włączenia sprzęgła, silnik zostaje połączony ze skrzynką biegów, a przenoszenie mocy następuje dopiero w momencie gdy ilość obrotów wałka głównego skrzynki zrówna się z ilością obrotów wału napędowego. Osiąga się to przez zastosowanie „wolnego koła".

Wewnętrzna część zespołu wolnego koła jest osadzona na wałku głównym skrzynki biegów i może obracać się na nim o kilka stopni. Przy nieco szybszych obrotach zewnętrznej części wolnego koła, następuje nieznaczne przesunięcie wewnętrznej części, co pociąga za sobą rozłączenie napędu. Natomiast przy nieco wolniejszych obrotach zewnętrznej części wolnego koła, następuje złączenie wałka głównego skrzynki z wałem napędowym. W czasie działania wolnego koła, zapadki znajdujące się na wewnętrznej części zespołu usuwają się i nie zaczepiają o ruchome zapadki na zewnętrznej części obracającej się szybciej, co pociąga za sobą rozłączenie wałka głównego od wału napędowego. Bardzo nieznaczne zwiększenie obrotów wałka głównego ponad obroty wału napędowego, powoduje przesunięcie elementu, co pociąga za sobą wysunięcie zapadek na zewnętrznej i wewnętrznej części i zahaczenie się ich o siebie, a więc przenoszenie napędu ze skrzynki biegów na wał napędowy.

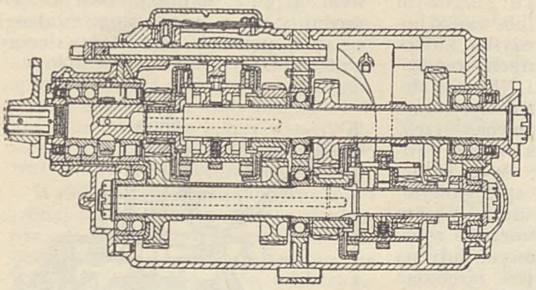
Poza synchronizacją w czasie zmiany biegów, mechanizm wolnego koła pozwala na toczenie się wozu niezależnie od biegu silnika. Możliwym jest również, po przymknięciu przepustnicy, włączenie wstępne (preselekcja) dowolnego biegu w czasie toczenia się samochodu, a przeniesienie napędu na tylne koła następuje dopiero po zwiększeniu obrotów silnika. Dla wykorzystania silnika do hamowania samochodu, konieczne jest szybsze wciśnięcie pedału gazu i natychmiastowe jego zwolnienie.

LAGONDA

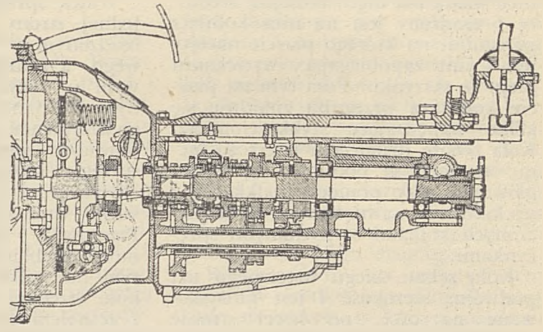
Skrzynka biegów w samochodzie osobowym Lagonda V-12 jest oddzielona od silnika i zawieszona elastycznie w ramie samochodu. Skrzynka ta posiada szereg specjalnych rozwiązań, rzadko spotykanych w samochodach nawet o tak wysokiej cenie jak samochody Lagonda. Najważniejszym zagadnieniem było osiągnięcie cichobieżności i przy szybkościach do 130 km/godz. na biegu trzecim oraz do 95 km/godz. na biegu drugim mechanizm pracuje zupełnie cicho i spokojnie. Zastosowano koła o zębach skośnych dla wszystkich przekładni, włącznie z biegiem wstecznym. Wszystkie pary kół zębatych są ze sobą stale zazębione, za wyjątkiem kół biegu pierwszego i wstecznego.

Wałek sprzęgłowy ułożyskowany jest z przodu w dwurzędowym łożysku kulkowym i z tyłu w łożysku rolkowym. Jest on wykonany z jednej sztuki wraz ze sprzęgłem kłowym biegu bezpośredniego. Koło stałego zazębienia osadzone jest na wałku sprzęgłowym przy pomocy wpustek. Wieloklinowy wałek główny jest stosunkowo bardzo długi. Jest on ułożyskowany z przodu w tulejce osadzonej w wałku sprzęgłowym, w środku w łożysku kulkowym i na końcu w dwurzędowym łożysku kulkowym. Wałek pośredni podparty jest również na trzech łożyskach, z których przednie jest dwurzędowe kulkowe, środkowe jednorzędowe kulkowe, a tylne rolkowe. Zespoły synchronizujące trzech wyższych biegów zapewniają szybkie ich przełączania. Zespół synchronizujący drugiego biegu umieszczony jest na wałku pośrednim. W celu szybkiego doprowadzenia oleju na powierzchnie stożkowego sprzęgiełka synchronizującego, w momencie jego rozłączania, zewnętrzna powierzchnia stożka wewnętrznego składa się z szeregu małych powierzchni, oddzielonych od siebie obwodowymi i prostopadłymi do nich rowkami.

Przy włączaniu biegu wstecznego,



Skrzynka biegów Lagonda V-12



Czterobiegowa skrzynka biegów Lea-Francis.

wałek biegu wstecznego, normalnie nieruchomy, zostaje przesunięty poosiowo i koła na nim osadzone zazębiają się z kołem biegu trzeciego na wałku pośrednim oraz z kołem biegu pierwszego na wałku głównym.

Tłoczkowa pompka, napędzana od mimośrodu na wałku sprzęgłowym, dostarcza olej do wszystkich, wymagających smarowania, części skrzynki. Ciśnienie oleju regulowane jest przez zawór przelewowy. Skrzynka mieści około 2,5 litrów oleju. Wlew oleju i wskaźnik poziomu są dostępne po wyjęciu siedzenia kierowcy.

Przekładnie są następujące: bieg bezpośredni 1 : 1; trzeci 1,25 : 1; drugi 1,67 : 1; pierwszy 3,25 : 1 i wsteczny 2,99 : 1.

LEA-FRANCIS

W samochodach osobowych o mocy podatkowej 12 i 14 HP (R.A.C.) zastosowana jest skrzynka biegów o synchronizowanym drugim, trzecim i czwartym biegu. Stale zazębiające się koła zębate wykonane są jako daszkowe. Wałek sprzęgłowy, na swym przednim końcu, ułożyskowany jest w wale korbowym. Koło stałego zazębienia osadzone jest na tym wałku za pomocą płytkiego wieloklina. Konieczne to było ze względu na to, że wałek posiada na końcu kołnierz o średnicy większej od koła zębatego, co uniemożliwia nacięcie na nim tego koła bezpośrednio. Wspomniany kołnierz, na którego obwodzie nacięte są zęby, stanowi część sprzęgła kłowego, która zazębia się z przesuwką synchronizatora. Przesuwka ta służy do włączania biegu bezpośredniego i trzeciego, po uprzednim synchronizowaniu obrotów łączonych elementów za pomocą sprzęgiełek ciernych. Przesuwka ustalona jest w swym położeniu neutralnym przez kulki dociskane sprężynkami. Urządzenie to zapewnia również odpowiedni docisk sprzęgiełka synchronizującego w czasie włączania biegu. Zestaw kół pośrednich osadzony jest na nieruchomej osce, umieszczonej poniżej wałka głównego. Osadzona na osce długa tuleja stanowi właściwy wałek pośredni, na którym nacięte jest koło pierwszego biegu. Na pozostałej długości tulei nacięty jest wieloklin dla osadzenia trzech dalszych kół. Wałek główny z jednej strony ułożyskowany jest w tulejce osadzonej w wałku sprzęgłowym, a z drugiej w łożysku rolkowym osadzonym w tylnej ścianie korpusu skrzynki oraz w jednorzędowym łożysku kulkowym osadzonym w sporniku przymocowanym do tylnej ściany skrzynki.

Koło zębate trzeciego biegu osadzone jest za pomocą wieloklinu na części sprzęgła kłowego. Zespół synchronizujący drugiego biegu osadzony jest przesuwnie na wałku głównym i posiada na sobie przesuwne koło pierwszego biegu. Ruch przesuwki w przód powoduje zazębienie się sprzęgła i włączenie drugiego biegu, natomiast ruch w przeciwnym kierunku powoduje włączenie biegu pierwszego. Bieg wsteczny uzyskuje się przez zazębienie pośredniczącego koła biegu wstecznego, o podwójnej szerokości, z kołami pierwszego biegu.

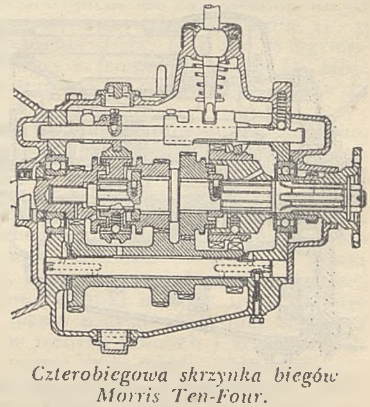
Trzy pary widełek przesuwkowych osadzone są na trzech wodzikach, przesuwających się w pokrywie skrzynki. Pokrywa skrzynki jest wydłużona ku tyłowi i na jej końcu osadzona jest dźwignia zmiany biegów. Korpus skrzynki wykonany jest z żeliwa, a pokrywa i tylny wspornik ze stopu aluminiowego.

Przekładnie są następujące: bieg bieg bezpośredni 1 : 1; trzeci 1,45 : 1; drugi 2,42 : 1; pierwszy i wsteczny 3,94 : 1.

MORRIS

Czterobiegowa skrzynka biegów w samochodach Morris posiada synchronizowany bieg drugi, trzeci i bezpośredni. Wszystkie koła przekładni synchronizowanych posiadają zęby skośne, zapewniające cichobieżność. Dźwignia zmiany biegów osadzona jest bezpośrednio w pokrywie skrzynki. Wałek sprzęgłowy ułożyskowany jest w ścianie skrzynki w dużym łożysku kulkowym. Koło zębate stałego zazębienia i o większej od niego średnicy kołnierz zębaty, na który zachodzi przesuwka synchronizatora w czasie sprzęgania wałka sprzęgłowego z wałkiem głównym, stanowią jedną całość z wałkiem sprzęgłowym. Zespół kół pośrednich, stanowiący jedną całość, posiada wprasowane dwie tulejki i obraca się na nieruchomej osce. Ośka ta jest z obu końców przewiercona i posiada promieniowe otwory, przez które olej dostaje się do łożysk. Siły osiowe, pochodzące od kół o zębach skośnych, przenoszone są przez podkładki oporowe, znajdujące się z obu końców zespołu kół pośrednich. Podkładki te są zabezpieczone przeciw obracaniu się przy pomocy kołków, które wchodzą w rowki w ścianach korpusu. Przez te rowki olej dostaje się do ośki zespołu kół pośrednich.

Wałek główny ułożyskowany jest na jednym końcu w wałku sprzęgłowym, a na drugim w łożysku kulkowym zaopatrzonym w odrzutnik oleju. Wałek główny na swej przedniej części ma nacięty wieloklin, na którym osadzony jest zespół synchronizatora . Dalsza część wałka jest okrągła i szlifowana, z kołnierzem w środku swej długości. Część ta stanowi bieżnie łożysk igłowych kół trzeciego i drugiego biegu. Dalsza część wałka ma nacięty wieloklin, na którym osadzony jest zespól synchronizatora biegu drugiego wraz z kołem zębatym biegu pierwszego. Wieloklinowy ko-



Czterobiegowa skrzynka biegów Morris Ten-Four.

niec wałka ma nieco mniejszą średnicę i osadzony jest na nim kołnierz przegubu, na którego piaście nacięty jest gwint zapobiegający wyciekaniu oleju ze skrzynki. Poza tym na piaście kołnierza przegubu znajduje się kółko napędzające szybkościomierz. Koła zębate drugiego i trzeciego biegu ustalone są poosiowo na wałku głównym przy pomocy podkładek z wieloklinem wewnętrznym, zabezpieczonych kołkami wypychanymi sprężynkami.

Koło zębate biegu wstecznego ma podwójną szerokość i jest ułożyskowane na ośce, po lewej stronie skrzynki. Cały układ do włączania biegu wstecznego jest prosty w działaniu, mimo że posiada szereg części. W pierścieniowy rowek na obwodzie koła biegu wstecznego wchodzą widełki przesuwające się po wałku osadzonym w dwu nadlewach w ścianach skrzynki. Dla uruchomienia widełek służy dźwigienka, której punkt obrotu znajduje się w górnej części korpusu skrzynki. Dźwigienka ta w połowie swej długości posiada kołek, obejmowany przez widełki przymocowane do jednego z trzech wodzików zmiany biegów, osadzonych u góry skrzynki.

Przekładnie skrzynki są następujące: bieg bezpośredni 1 : 1; trzeci 1,506 : 1; drugi 2,253 : 1; pierwszy i wsteczny 3,807 : 1.

SINGER

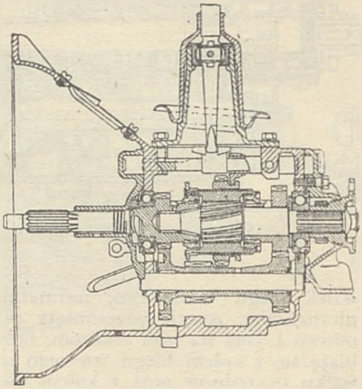
Czterobiegowa skrzynka biegów w samochodzie Singer jest normalnej konstrukcji i posiada synchronizowany bieg drugi, trzeci i czwarty. W wydłużonej do tyłu pokrywie, wykonanej ze stopu aluminiowego, osadzona jest dźwignia zmiany biegów, która działa na wykorbiony wałek. Palec znajdujący się na końcu wałka wchodzi, przez przykręconą do pokrywy odpowiedniego kształtu prowadnicę, w wycięcia widełek zamocowanych do wodzików. Zatrzaski kulkowe, dociskane sprężynkami, wchodzą w głębienia w okrągłych wodzikach.

Wałek sprzęgłowy podparty jest z jednej strony w łożysku ślizgowym osadzonym w piaście koła zamachowego, a z drugiej w łożysku kulkowym o dużych wymiarach, osadzonym w ścianie skrzynki. Koło stałego zazębienia, kołnierz z naciętymi na obwodzie zębami, stanowiący część sprzęgła kłowego, oraz stożek synchronizatora wykonane są z jednej sztuki wraz z wałkiem sprzęgłowym. Przesuwka synchronizatora, która może zazębiać się z kołnierzem zębatym na wałku sprzęgłowym lub na kole trzeciego biegu, jest zazębiona z zespołem synchronizatora, kótry z kolei osadzony jest na wieloklinie na wałku głównym.

Przedni koniec wałka głównego podparty jest w wytoczeniu wałka sprzęgłowego na długiej pływającej tulejce, zaś tylny w łożysku kulkowym osadzonym w ścianie skrzynki. Przesuwka synchronizatora drugiego biegu wraz z kołem biegu pierwszego osadzona jest suwliwie na zespole synchronizatora, który z kolei przesuwa się na wieloklinie wałka głównego. Koła zębate drugiego i trzeciego biegu obracają się luźno na tulei brązowej osadzonej na wieloklinie wałka głównego. Tuleja ta jest ustalona na wałku przez dwie podkładki oporowe. Podkładki te posiadają na swej średnicy wewnętrznej nacięty wieloklin. Dają się one obrócić w rowku wyciętym na obwodzie wałka głównego o pół podziałki wieloklina i ustalić w tym położeniu przy pomocy kołka dociskanego sprężyną.

Na nieruchomej ośce zespołu pośredniego obraca się na dwóch pływających tulejkach brązowych zespół kół zębatych pośrednich. Siła osiowa pochodząca od kół zębatych o zębach skośnych przejęta jest przez grubą podkładkę brązową. Na podobnej ośce z tulejkami brązowymi obraca się koło biegu wstecznego. Obie ośki zabezpieczone są przed obracaniem się przy pomocy wpustki przykręconej do ściany korpusu skrzynki.

Całkowite przekładnie między silnikiem a kołami napędowymi przy normalnej przekładni w moście tylnym 5,43 : 1 wynoszą: bieg bezpośredni 5,43 : 1; trzeci 7,93 : 1; drugi 11,4 : 1; pierwszy 20,6 : 1 i wsteczny 27,6 : 1.

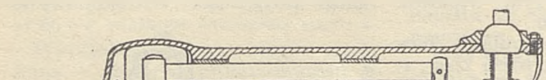


Trzybiegowa skrzynka biegów Vauxhall Ten i Twelve.

VAUXHALL

Ta trzybiegowa skrzynka posiada synchronizację drugiego, i bezpośredniego biegu, specjalne urządzenie dla blokowania widełek przesuwkowych w każdym żądanym położeniu, parę kół drugiego biegu umieszczoną z tyłu skrzynki w celu zwiększenia cichobieżności, i wszystkie koła, łącznie z przesuwnymi kołami pierwszego i wstecznego biegu, o zębach skośnych.

Włączanie biegu bezpośredniego i drugiego odbywa się za pomocą tulei przesuwnej na śrubowym wieloklinie wałka głównego. Sama tuleja posiada na zewnątrz także wieloklin śrubowy, na którym osadzone jest przesuwne koło biegu pierwszego i wstecznego. Oba końce tulei mają wytoczenia, w których mieszczą się zewnętrzne brązowe stożki sprzęgiełek synchronizujących. Wewnętrzne stożki są przytrzymywane luźnie w stożkach zewnętrznych, za pomocą pierścieni sprężynujących. W rowku na



Czterobiegowa skrzynka biegów Singer Super Ten.



Czterobiegowa skrzynka biegów Wolseley Eight.

wewnętrznej średnicy każdego stożka wewnętrznego umieszczona jest pierścieniowa, specjalnego kształtu sprężyna zapadkowa, działająca na trzy szerokie kliny. Kliny te wchodzą w spiralne rowki na wałku sprzęgłowym względnie na kole drugiego biegu, oraz zaczepiają o trzy występy na wewnętrznej powierzchni stożków zewnętrznych synchronizatora.

Wałek sprzęgłowy wykonany jest z jednej sztuki z kołem stałego zazębienia. Koło drugiego biegu obraca się bezpośrednio na wałku głównym, na jego tylnym końcu i jest oddzielone od łożyska wałka grubą podkładką oporową. Zespół kół pośrednich obraca się na łożyskach igłowych, zaś koło biegu wstecznego, stale zazębione z kołem pośrednim, ma tulejkę i obraca się na swej osce. Widełki osadzone są na rurkach, które mogą się nieznacznie przesuwać po drążkach wodzikowych. Drążki te są poruszane przez dźwignię zmiany biegów. Ustalenie położenia widełek uzyskane jest za pomocą tłoczków obciążonych sprężynkami, które przechodzą przez wycięcia w rurkach wodzików i stożkowymi swymi końcami wchodzą w nacięcia na drążkach.

Korpus skrzynki i osłona sprzęgła tworzą wspólny odlew żeliwny. Przekładnie skrzynki wynoszą: bieg bezpośredni 1 : 1; drugi 1,638 : 1; pierwszy i wsteczny 3,434 : 1.

WOLSELEY

Skrzynka biegów stosowana w większych modelach samochodów Wolseleya posiada cztery biegi w przód i jeden wstecz. Bieg bezpośredni i trzeci są synchronizowane i posiadają koła daszkowe. Wałek sprzęgłowy jest podparty z jednej strony w kole zamachowym na dwurzędowym łożysku kulkowym, a z drugiej w dużym łożysku kulkowym, osadzonym w przedniej ścianie skrzynki. Tylny koniec tego wałka posiada kołnierz z naciętymi na nim zębami, które zazębiają się z wewnętrznymi zębami przesuwki. Sama przesuwka przesuwa się po korpusie synchronizatora, osadzonego na wieloklinie wałka głównego. Koło zębate trzeciego biegu posiada również podobny kołnierz z zębami, dla sprzęgnięcia z przesuwką synchronizatora. Przez wsunięcie przesuwki na kołnierz zębaty wałka sprzęgłowego lub koła trzeciego biegu, następuje najpierw zetknięcie się powierzchni jednego ze sprzęgiełek ciernych, co powoduje wyrównanie obrotów łączonych wałków, przed zupełnym przesunięciem przesuwki. Przesuwka posiada na wewnętrznej powierzchni trzy pierścieniowe rowki, ustalające przesuwkę w trzech położeniach, z których środkowe jest neutralne. W rowki te wskakują kulki dociskane małymi sprężynami. Zarówno kulki jak i sprężyny są osadzone w korpusie synchronizatora.

Dla ułatwienia produkcji, koło stałego zazębienia jest wykonane oddzielnie i osadzone na wałku sprzęgłowym przy pomocy wpustki. Zespół kół pośrednich obraca się na łożyskach igłowych na nieruchomej osce. Koło zębate pośrednie pierwszego biegu wykonane jest z jednej sztuki z tuleją, na której osadzony jest zespół kół: stałego zazębienia i biegu drugiego. Koło biegu trzeciego jest osadzone przy pomocy wpustki na piaście koła biegu drugiego.

Wałek główny ma nacięty wieloklin. W środku jego długości znajduje się rowek, w którym osadzony jest pierścień z wieloklinem wewnętrznym, przytrzymywany do wałka śrubą zaciskową. Pierścień ten ustala położenie koła zębatego trzeciego biegu, które obraca się luźnie na łożysku igłowym, w czasie gdy nie jest sprzęgnięte za pomocą przesuwki z wałkiem głównym. Na tylnym końcu wałek główny posiada mniejszą średnicę, z naciętym na niej wieloklinem, na który nasunięty jest kołnierz przegubu. Kółko śrubowe napędzające szybkościomierz służy jako wskazówka odległościowa między łożyskiem kulkowym podpierającym wałek główny a kołnierzem przegubu.

Mechanizm zmiany biegów jest normalnej często spotykanej konstrukcji. Skrzynka posiada następujące przekładnie: bieg bezpośredni 1 : 1; trzeci 1,4 : 1; drugi 2,35 : 1; pierwszy 4,17 : 1 i wsteczny 5,36 : 1.

ROZWÓJ STOPÓW OGNIOODPORNYCH W STANACH ZJEDNOCZONYCH A.P.

(„The Engineers' Digest", Vol. VII, No. 1, January, 1946.)

Streścił C.S., W.I.T.

Na początku wojny, ze strony armii zostały wysunięte zapotrzebowania na stopy, które w temperaturach 650° - 800° C miałyby wytrzymałość o jakiej dotychczas nie słyszano. W pierwszym rzędzie stopy te były potrzebne na części turbin spalinowych. Najpierw dla sprężarki turbinowej, potem dla silników gazowych turbinowych do samolotów o napędzie odrzutowym i wreszcie dla turbin gazowych do napędu lokomotyw ,okrętów i siłowni.

Ponieważ w okresie wojny główny nacisk kładziono na zaspokojenie zapotrzebowań na silniki lotnicze, więc badania ograniczały się do stopów, które wytrzymywałyby duże obciążenia jednostkowe przez stosunkowo krótki okres czasu. Żywot silnika lotniczego w warunkach wojennych jest zazwyczaj bardzo krótki i trwałość części metalowych wynosząca kilkaset godzin zadawalała konstruktorów. W niektórych wypadkach żywot części wynoszący 100 godzin był uważany za wystarczający. W innych wypadkach wymagany był żywot części wynoszący 300 lub 1000 godzin.

Próby odbiorcze oparte były na danych z badań na tzw. „naprężenia zrywające". Wyniki badań określają wielkość naprężenia, które dany stop znosi bez pękania w ciągu określonej ilości godzin i w określonej temperaturze. Ze względu na to, że próby przeprowadzano na częściach silników lotniczych dlatego czasy trwania prób ustalono odpowiednio na 100, 300, 500 lub 1000 godzin. Wyniki najczęściej podawano dla 100 lub 1000 godzin pracy. W wypadkach silników przewidzianych na dłuższy okres pracy, wielkość naprężeń zrywających w tych warunkach pracy obliczano metodą ekstrapolacji.

Początkowo sądzono, że praca silnika w temperaturze 650° C będzie zadawalająca. Wkrótce jednak zmieniono zdanie i rozpoczęto badania mające na celu znalezienie stopów, któreby posiadały wysoką wartość „naprężenia zrywającego" w temperaturze 800° C. Najlepsze ze znanych w roku 1941 były stopy nikiel-chrom-żelazo oraz nikiel-chrom, z małym dodatkiem lub bez dodatku innych składników. Stopy te wytrzymywały naprężenia 21 - 35 kg/mm² przy 100 godzinnej pracy, oraz 14 - 28 kg/mm² przy 1000 godzinnej pracy w temperaturze 650° C. Stopy te były niemal bezużyteczne w temperaturach powyżej 650° C.

Według określonego wspólnego programu opracowana została duża ilość różnych stopów. W pierwszych próbach usiłowano podnieść wytrzymałość w wysokich temperaturach przez mały dodatek do stopów jednego lub kilku składników utwardzających, takich jak: wolfram, molibden, kolumb, tytan, azot i węgiel. Podstawowe stopy do których dodawano składniki utwardzające składały się zwykle z 15%, 20% lub 25% chromu, 15% - 30% niklu i żelaza. Stosowano niski dodatek węgla (poniżej 0,10%) albo średni (około 0,50%). Składniki utwardzające dodawane były w różnych ilościach i kombinacjach. Wytrzymałość na zerwanie tych stopów była wyższa od wytrzymałości stopów wyjściowych, a mianowicie: wytrzymałość w temperaturze 650° C wynosiła 39 kg/mm² przy

100 godzinnej pracy oraz 32 kg/mm^2 przy 1000 godzinnej pracy. Wartość naprężenia zrywającego w temperaturze 800° C została podniesiona do 14 kg/mm^2 przy 100 godzinnej pracy oraz 7 kg/mm^2 przy 1000 godzinnej pracy.

Rozpracowano całą grupę stopów o podstawie niklowej, o dobrych własnościach wytrzymałościowych w temperaturze 800° C. Są to stopy niklu i chromu, ze śladami żelaza i utwardzone są małymi dodatkami innych składników. Nie zawierają one ani kobaltu ani wolframu. Najlepszy stop z tej grupy wykazuje bardzo wysoką wartość naprężenia zrywającego w temperaturze 650° C, mianowicie: 42 kg/mm^2 przy 1000 godzinnej pracy, oraz 39 kg/mm^2 przy 1000 godzinnej pracy; w temperaturze 750 ° C stopy tete wyrzymują natprężenie 34 kg/mm^2 przy 100 godzinnej pracy i 27 kg/mm^2 przy 1000 godzinnej pracy; w temperaturze 800° C wartości te wynoszą odpowiednio 21 kg/mm^2.

Niektórzy z wytwórców dodali kobalt do stopu nikielchrom ,z bardzo dobrym wynikiem. Zmieniono stopy podstawowe przez dodanie 20% - 40% kobaltu do przyjętych poprzednio stopów o zawartości 15% - 25% chromu i 15% - 30% niklu. Te zmodyfikowane stopy podstawowe zostały znowu utwardzone składnikami takimi jak: W, Mo, Cb, Ti, N, i C dodawanymi w różnych ilościach. Dodatek kobaltu podniósł wartość naprężenia zrywającego w temperaturze 800° C do poziomu ledwie osiągalnego dla stopów o podstawie niklowej. W temperaturze 750° C i 650° C stopy te nie są jednak tak dobre jak stopy o podstawie niklowej. Dane powyższe odnoszą się do stopów, które można produkować w dużych wytopach, kuć i walcować. Badania odlewów z tych stopów wykazały równie dobre a nawet i wyższe własności, jednak odlewanie ograniczone jest do małych części.

Niemal wszystkie z obecnie rozwijanych stopów nadają się do obróbki cieplnej. Stopy o podstawie niklowej są z reguły poddawane obróbce cieplnej, jeśli mają być stosowane w temperaturze 550° C lub wyższej. Wytrzymałość w temperaturze 800°C stopów obecnie dostępnych jest co najmniej dwa razy wyższa od wytrzymałości najlepszych stopów znanych przed wojną. Rozwój ognioodpornych „stopów 800° C" umożliwił budowę turbin gazowych pracujących w temperaturach 650° - 750° C, a nawet i wyższych. Ze względu na wysoką sprawność teoretyczną tych turbin przewidywane są duże możliwości szerokiego ich zastosowania a rozwój ognioodpornych stopów może się okazać jednym z najwartościowszych zdobyczy metalurgii w czasie wojny.

SPAWANIE OPOROWE

*(„Resistance Welding" by R. W. Ayers, M. Inst. W. *) — „Aircraft Production", London, August, 1945, September, 1945.)*

Streścił T.Ż., W.I.T.

Przy spawaniu łukowym lub płomieniowym, przedmioty nagrzewa się do temperatury topliwości tworzyw. Łączenie następuje przy tej temperaturze na skutek zlania się z sobą materiałów, przy czym przestrzeń między spawanymi częściami zapełnia się tworzywem dostarczonym w postaci elektrod, względnie prętów.

Natomiast przedmioty spawane oporowo, nagrzewa się jedynie do temperatury kowalności a łączenie tworzyw następuje pod działaniem silnego nacisku mechanicznego. Proces spawania oporowego jest zbliżony za tym do przebiegu zgrzewania kuziennego. Różni się zaś od niego tym, że uderzenia młota, które stosuje kowal celem złączenia dwuch nagrzanych części metalowych, zastępuje się odpowiednio wysokim naciskiem.

Przy rozwiązaniu konstrukcyjnym spawarki oporowej winno się dążyć do sharmonizowania następujących czynników:

1) doboru właściwego prądu elektrycznego o odpowiednim natężeniu,

2) ścisłego wyregulowania czasu jego przepływu, oraz

3) przewidzenia odpowiednio silnego nacisku elektrody i zastosowania go w odpowiednim momencie.

TWORZYWA SPAWANE

Poza ołowiem i stopami pokrytymi grubą warstwą tlenków, wszystkie inne tworzywa metalowe można spawać oporowo. Na skalę przemysłową spawa się obecnie:

a) *aluminium i jego stopy.*

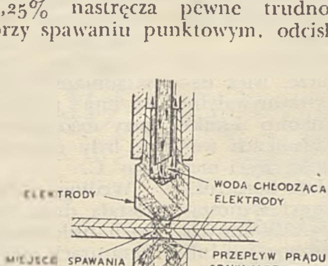
Wymagają stosowania spawarek o dużych mocach

b) *brąz i mosiądz.*

Należy zwrócić uwagę, że niektóre mosiądze o dużej zawartości cynku na skutek ulatniania się tego ostatniego dają porowate spawki.

c) *stal i żeliwo.*

Stal o zawartości węgla powyżej 0,25% nastręcza pewne trudności przy spawaniu punktowym, odciskowym i ciągłym-rolkowym. Żeby je przezwyciężyć, spawarki winny być zaopatrzone w dodatkowe urządzenia dla wtórnego nagrzewania przedmiotów spawanych.



Rys. 1.
Zasada spawania punktowego.

d) *blacha stalowa powlekana, jak naprz. cynowana, pokryta warstwą ołów-cyna lub elektrolicznie powlekana dowolnym metalem.*

Spawa się ona z łatwością, ale na skutek procesu następuje częściowe uszkodzenie zewnętrznych warstw. Ponadto powierzchnie stykowe elektrod szybko zanieczyszczają się i wymagają częstego czyszczenia. Warunkiem powodzenia jest dostateczne przewodnictwo elektryczne nałożonej warstwy. Niektóre procesy stosowane w przemyśle jak naprzykład elektrolityczne powlekanie cynkiem lub szerardyzowanie, zapewniają przy spawaniu punktowym nie gorsze warunki od stali niskowęglistej o czystej powierzchni.

e) *stal nierdzewna i stal kwaso-odporna.*

f) *nikiel i jego stopy.*

g) *srebro, platyna itp.*

W porównaniu ze spawaniem łukowym, koszta spawania oporowego są stosunkowo niskie ze względu na małe zużycie prądu oraz wyeliminowanie topników i tworzywa pośrednio dostarczonego przy spawaniu łukowym w postaci elektrod. Dodatkowe korzyści zapewnia zautomatyzowanie procesu połączone z wielką wydajnością i prostotą obsługi.

---

*) *Dyrektor naczelny firmy Sciaky Electric Welding Machines Ltd.*

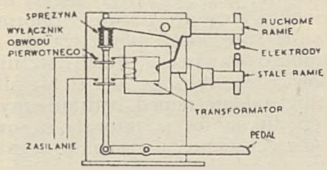
SPAWANIE PUNKTOWE

Można wyodrębnić następujące rodzaje spawania oporowego:

1) spawanie punktowe, którego odmianą jest ciągłe spawanie punktowe,
2) spawanie odciskowe,
3) ciągłe spawanie rolkowe,
4) spawanie oporowo-stykowe z wyżarzeniem lub bez.

Spawanie punktowe bezwątpienia znajduje najszersze zastosowanie. Służy ono do łączenia dwuch nałożonych na siebie blach i zastępuje z powodzeniem nitowanie.

Na rys. 1 przedstawiono zasady procesu. Miedziane elektrody o wymiarach odpowiadających średnicy spawki, dociska się do części spawanych. Następnie przepuszcza się między elektrodami prąd o wysokim natężeniu (amperażu), a niskim napięciu (woltażu). Na skutek oporności części spawanych następuje nagrzewanie tych ostatnich w miejscu styku. W momencie, gdy w wyniku wzrostu temperatury tworzywo osiąga stan plastyczny, prąd zostaje przerwany. Nacisk mechaniczny elektrod jest utrzymany jeszcze przez pewien czas celem utrwalenia spawki.



Rys. 2

Schemat spawarki punktowej typu nożnego.

Spawarki punktowe, starszych typów (rys. 2) były ręcznie sterowane. Stosowano w nich transformator stopniowy z zaczepami w uzwojeniu pierwotnym dla regulacji prądu roboczego. Nacisk na elektrody był wywierany za pomocą pedału zaopatrzonego w odpowiedni układ dźwigniowy, działający za pomocą sprężyny. Przy spawarkach tego typu czas przepływu prądu był regulowany przez spawacza.

Ponieważ wyniki spawania zależą przede wszystkim od czasu przepływu prądu, więc szybko zdano sobie sprawę, że czynnik te winien być uniezależniony od widzi mi się spawacza. W wyniku, pierwszym krokiem do ulepszenia spawarki było wprowadzenie automatycznych urządzeń do ścisłego kontrolowania przepływającego prądu. Praca nowoczesnej spawarki sprowadza się do następujących faz:

— elektrody zostają poddane uprzednio ustalonemu naciskowi, którego zadaniem jest zapewnienie styku części spawanych i ograniczenie przestrzeni nagrzewania się tworzywa,
— poczem zostaje włączony prąd, który przepływa w ciągu ściśle określonego czasu, potrzebnego do nagrzania tworzywa do żądanej temperatury,
— następnie prąd zostaje wyłączony, ale nacisk elektrod utrzymany,
— w końcu elektrody zostają rozsunięte.

W pewnych wypadkach cykl pracy spawarki bywa bardziej skomplikowany. Ma to miejsce zwłaszcza w spawarkach dla lekkich stopów, lub dla grubych blach względnie kształtowych prętów stalowych.

Różnice konstrukcyjne, pomiędzy spawarkami różnych typów i poszczególnych wytwórców, sprowadzają się właściwie do systemu naciskowego elektrod, do urządzeń kontrolujących przepływ prądu, które posiadają nieraz bardzo skomplikowaną konstrukcję oraz do sposobów skoordynowania tych dwuch czynników.

Zarówno konstruktor jak i ustawiacz spawarki powinni pamiętać, że musi być ona tak wyregulowana, żeby nacisk rozpoczynał działać przed włączeniem prądu oraz działał przez pewien czas po jego wyłączeniu. Przy pominięciu tego warunku następuje silne spalenie powierzchni, grożące wypaleniem otworów w blasze.

Szereg czynników wpływa na ilość ciepła wytworzonego przy spawaniu. Największe znaczenie mają 3 z nich, a mianowicie:

1) prąd wtórny, to jest roboczy,
2) oporność przedmiotów spawanych,
3) czas przepływu prądu.

Jak wyżej wspomniano automatyczne urządzenia kontrolne prądu są podstawowymi elementami nowoczesnych spawarek. Urządzenia te posiadają duże znaczenie zwłaszcza przy większych typach spawarek punktowych, przy których czas wykonania spawki wynosi częstokroć ułamek sekundy.

URZĄDZENIA KONTROLUJĄCE PRZEPŁYW PRĄDU I AUTOMATYCZNE WYŁĄCZNIKI

W użyciu są rozmaite typy urządzeń kontrolujących przepływ prądu. Zgruba można je podzielić na urządzenia kontrolujące: a) czas przepływu prądu—t.j. czasowe oraz b) ilość przepływającego prądu.

Urządzenia czasowe spotyka się w rozmaitych rozwiązaniach, a więc poczynając od prostych hydraulicznych lub powietrznych cylindrów tłumiących, do naukowo opracowanych elektronowych, w których użyto lamp tyratronowych.

Urządzenia kontrolujące ilość przepływającego prądu, oparte są na licznikach energii zużytej oraz na opóźniającym działaniu kondensatorów, włączonych w obwód pierwotny spawarki. Zdania są podzielone odnośnie wartości poszczególnych typów urządzeń kontrolnych; bezwątpienia należy jednak oddać pierwszeństwo tym z nich, które kompensują chociażby częściowo różnice stanu powierzchni przedmiotów spawanych oraz indukcyjność obwodu wtórnego.

Dalszym udoskonaleniem spawarek punktowych było zastosowanie magnetycznych wyłączników dla włączania i wyłączania obwodu pierwotnego.

Zastąpiły one wyłączniki ręczne i znacznie skróciły, w porównaniu z tymi ostatnimi, czas włączania i wyłączania prądu zasilającego spawarkę. Konserwacja ich jest prostsza, a ponadto łatwiej zgrać z regulacją nacisku, zapewniając tym samym zupełne zautomatyzowania spawarki.

Typowy magnetyczny wyłącznik posiada zazwyczaj jeden lub parę styków sterowanych elektromagnetycznie z których główny pracuje w obwodzie roboczym. Z biegiem rozwoju techniki zastosowano wyłączniki z lampami ignitronowymi, które przedstawiają zalety zwłaszcza dla spawarek o krótkich okresach przepływu prądu lub o jego dużym natężeniu. Lampy tego typu zdolne są bowiem do przepuszczania prądu o natężeniu kilku tysięcy amperów. Nie posiadają one ruchomych części i nie wymagają konserwacji. Można je stosować jedynie w połączeniu z normalnym urządzeniem kontrolującym przepływ prądu. Zespół taki nosi miano wyłącznika ignitronowego, a jego dokładność zależy od jakości zastosowanego urządzenia kontrolnego. W spawarkach w których są wymagane bardzo krótkie okresy przepływu prądu, stosuje się lampę ignitronową w połączeniu z urządzeniem kontrolnym, tyratronowym. Tego rodzaju urządzenia zapewniają regulację czasu przepływu prądu z dokładnością pół okresu od pół okresu w górę.

ŚREDNICA I NACISK ELEKROD

Dla celowego wykorzystania spawania punktowego należy dostosować wielkość spawki do grubości materiału spawanego. Zrozumiałym jest, że naprzykład spawka o średnicy 3 mm przy blasze o grubości 0,8 mm daje dostateczną wytrzymałość w stosunku do wytrzymałości blachy, ale spawka o tej samej średnicy nie zastąpi nitu normalnie stosowanego dla blach o grubości 3 mm.

Przy obliczaniu potrzebnej średnicy (d) końcówki elektrody należy przyjmować:

$$d = 5\sqrt{g}$$

gdzie g = grubość pojedyńczej blachy spawanej w mm, przy czym otrzymujemy d w mm.

Przy użyciu miar calowych wzór powyższy przyjmuje postać:

$$d = \sqrt{g}$$

Wielkość nacisku wywieranego na elektrodę musi być proporcjonalna do grubości spawanego materiału.

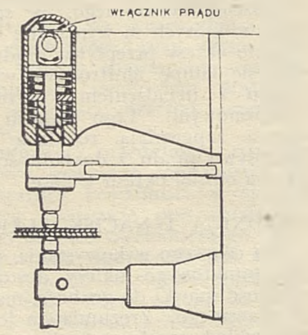
Normy angielskie (B.S.1140) polecają stosować w normalnych warunkach nacisk równy 10.000 funtów ang. na 1 cal kwadratowy przekroju elektrody, co w jednostkach metrycznych daje około 6,2 kg na 1 mm². Jest to minimum konieczne.

SPAWARKI NAPĘDZANE MECHANICZNIE, HYDRAULICZNIE I PNEUMATYCZNIE

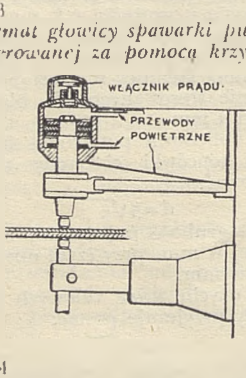
Wraz z rozszerzeniem zastosowania spawania punktowego, zwłaszcza w związku z użyciem go do spawania grubych blach stalowych i lekkich stopów, zaczęto stosować spawarki napędzane mechanicznie, hydraulicznie lub pneumatycznie. Pozwoliło to, nie tylko zwiększyć nacisk elektrod — czynnik bardzo istotny przy spawaniu grubych blach — ale również zwiększyć szybkość produkcji bez spowodowania zmęczenia robotnika, co miało miejsce przy spawarkach sterowanych ręcznie lub nożnie.

Jako przykład spawarki o napędzie mechanicznym przedstawiono na rys. 3 schemat maszyny napędzanej za pomocą krzywki osadzonej na wale, którego sprzęgło jest nożnie włączane.

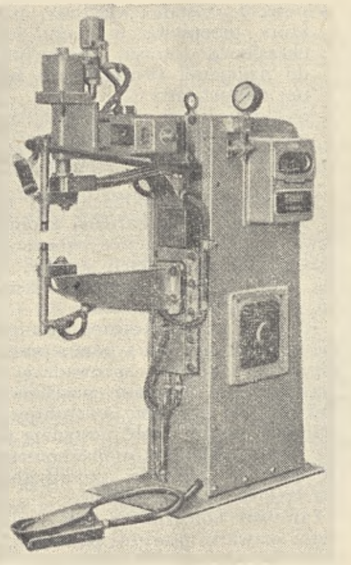
Przy pracy, krzywka naciska bezpośrednio lub za pomocą dźwigni sprężynę, a ta ostatnia działa na suwliwą obsadę elektrody. Czas działania nacisku jest regulowany przez zmianę szybkości obrotu wału na którym jest osadzona krzywka. W tym rozwiązaniu prąd jest włączany i wyłączany przy pomocy drugiej krzywki o węższym garbie (porównaj rysunek). Dzięki tej konstrukcji krzywek zarówno przed włączeniem jak i po wyłączeniu prądu, elektrody znajdują się pod naciskiem.



Rys. 3
Schemat głowicy spawarki punktowej sterowanej za pomocą krzywek.



Rys. 4
Schemat głowicy spawarki punktowej sterowanej sprężonym powietrzem.



Rys. 5
Nowoczesna spawarka punktowa o mocy 50 k.V.A., sterowana sprężonym powietrzem.

Przy napędzie hydraulicznym i powietrznym głowica spawarki jest zaopatrzona w cylinder i tłok. Rys. 4 przedstawia schematyczny przekrój spawarki o napędzie powietrznym. Sprężone powietrze jest doprowadzane do góry cylindra przez zawór (nie pokazany na rysunku), sterowany elektrycznie za pomocą włącznika nożnego. Włącznik prądu, znajdujący się w pedale spawarek nożnie sterowanych, jest tu zastąpiony przez włącznik ciśnieniowy umieszczony nad cylindrem (patrz szkic).

Po osiągnięciu odpowiedniego ciśnienia włącznik ciśnieniowy zamyka obwód wyłącznika. Wyłącznik prądu, który zaczyna w tej chwili działać jest zaopatrzony w 2 dodatkowe styki, jeden z nich uruchamia urządzenie czasowe, drugi włącza solenoid sterujący urządzenie za pomocą którego jest wywierany nacisk mechaniczny na elektrody. Nacisk ten trwa dopóty, dopóki urządzenie kontrolujące nie przerwie przepływu prądu. W tym momencie następuje zwolnienie nacisku na elektrody, które się rozsuwają. Pneumatyczny typ spawarki (rys. 5) jest obecnie najbardziej rozpowszechniony. Zapewnia on możność regulacji nacisku na elektrody w szerokim zakresie (za pośrednictwem zaworu redukcyjnego), łatwość regulacji czasu spawania oraz łatwą zmianę szybkości spawania przy pomocy regulowanej przepustnicy.

Zarówno spawarki mechaniczne jak hydrauliczne czy pneumatyczne mogą być nastawione na ciągłą pracę automatyczną. W tym wypadku ilość spawek wykonywanych w ciągu minuty może być regulowana. Górna jej granica wynosi około 200 spawek na minutę.

Na rys. 6 przedstawiono typowe sposoby wykonywania jednej lub dwuch spawek. Znajdują one zastosowanie nie tylko na spawarkach zaopatrzonych w jedną parę elektrod, ale również stanowią podstawę do konstrukcji spawarek wieloelektrodowych.

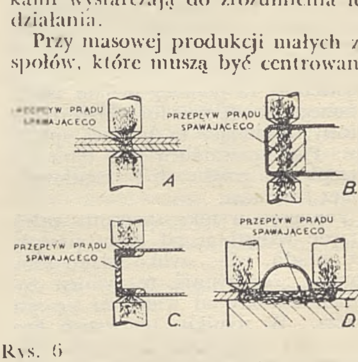
SPAWARKI WIELOELEKTRODOWE

Nowoczesne metody, przy masowej produkcji względnie przy spawaniu dużych zespołów, przewidują stosowanie spawarek mogących za pomocą kilku elektrod wykonywać kilka spawek naraz. Tego rodzaju maszyny ostatnio zaczęto produkować seryjnie i należy przypuszczać, że rozpowszechnią się one wielce w przyszłości.

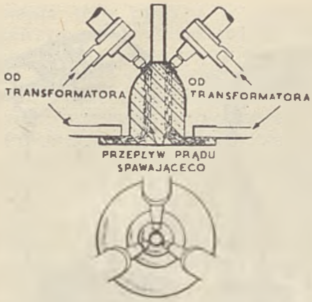
Z punktu widzenia konstrukcji spawarki wieloelektrodowej napęd pneumatyczny wykazuje wielkie zalety tam wszędzie, gdzie elektrody nie są ustawione szeregowo (łatwość doprowadzania sprężonego powietrza do dowolnego miejsca). Jeżeli sterujące głowice są zbliżone do siebie duże usługi oddaje napęd hydrauliczny ze względu na to, iż pozwala stosować wyższe ciśnienie, a tym samym cylindry napędzające elektrody mogą posiadać mniejsze wymiary.

Dla zobrazowania typowych konstrukcji na rys. 7, 8 i 9 pokazano schematy wieloelektrodowych spawarek, a na rys. 10, 11 i 12 ich fotografie. Krótkie objaśnienia pod rysunkami wystarczają do zrozumienia ich działania.

Przy masowej produkcji małych zespołów, które muszą być centrowane,

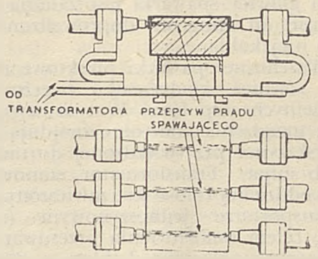


Rys. 6
A — Klasyczna metoda spawania punktowego. B — Wykonywanie dwuch spawek równocześnie, prąd przepływa przez blok dystansowy miedziany. C — Spawanie równoczesne dwuch blach do części środkowej, prąd przepływa przez część środkową. D — Wykonywanie dwuch spawek naraz: prąd przepływa częściowo przez dolny element, częściowo zaś przez podstawę spawarki.



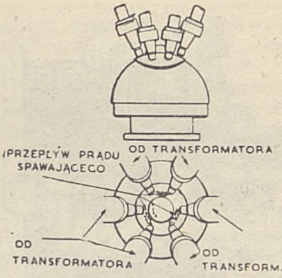
Rys. 7

Trzy głowicowa spawarka punktowa działająca na zasadzie pokazanej na szkicu A (rys. 6). Trzy spawki wykonywane naraz zapewniają współosiowość zespołu, spawanego w ciągu jednej operacji (porównaj rys. 10).



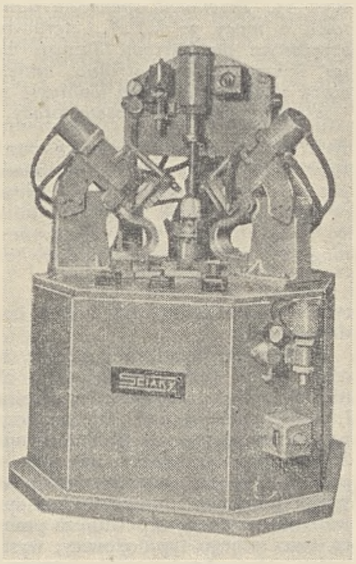
Rys. 8

Sześciogłowicowa spawarka punktowa sterowana powietrzem. Żeby utrzymać tolerancje wewnętrznych wymiarów przedmiotu spawanego, w wąskich granicach, przedmiot jest montowany na trzpieniu miedzianym, umiejscowiony przy pomocy zacisków i spawany w jednej operacji.



Rys. 9

Sześciogłowicowa spawarka punktowa sterowana powietrzem, służąca do przyspawania w czasie jednej operacji wzmocnienia do powłoki półkulistej. W maszynie tej zastosowano zasadę D (rys. 6).



Rys. 10

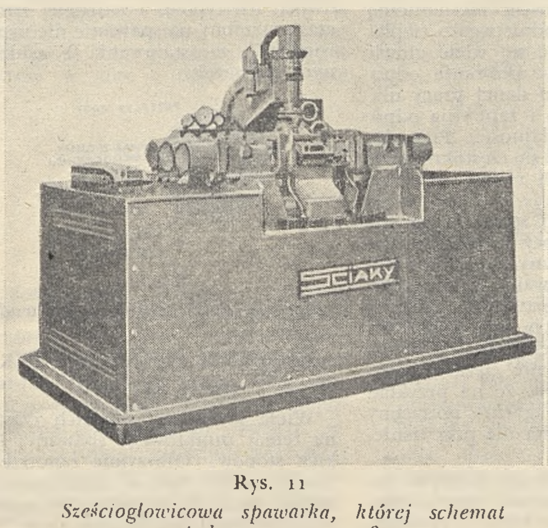
Trzygłowicowa spawarka, której schemat jest pokazany na rys. 7.

są stosowane spawarki zaopatrzone w zasilający stół obrotowy (rys. 13). Konstrukcja stołu obrotowego jest tu analogiczna do stołów stosowanych w prasach. Ilość stanowisk na stole jest odpowiednia do pracy, stół jest przesuwny automatycznie, a ruch głowicy spawalniczej jest zsynchronizowany z obrotem stołu. Zasilanie i zdejmowanie przedmiotów może odbywać się automatycznie i w tym wypadku wydajność maszyny dochodzi do 3000 sztuk na godzinę.

SPAWARKI PRZENOŚNE

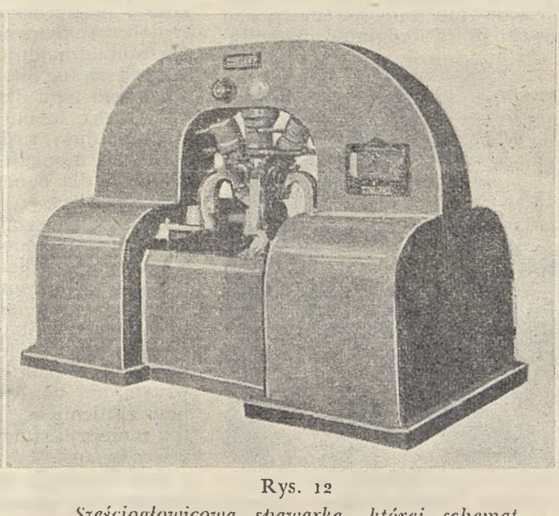
Duże zespoły, niewygodne do przenoszenia na zwykłe spawarki, lub zbyt skomplikowane do wykonania na spawarkach wieloelektrodowych spawa się w przyrządach spawarkami przenośnymi. Do tego rodzajów zespołów należy zaliczyć: ramy i nadwozia samochodów, komory chłodzarek, urządzenia biurowe, duże zespoły samolotów itp.

Spawarka punktowa typu przenośnego jest skonstruowana na tych samych zasadach, co spawarka typu stałego. Różnica polega na tym, iż głowica spawarki (rys. 14), to jest zespół elektrod wraz z urządzeniem naciskowym, jest niezależną, lekką jednostką, połączoną z transformatorem i urządzeniem kontrolnym jedynie za pomocą kabla (rys. 15) dla wtórnego prądu oraz przewodu powietrznego do przekazywania nacisku mechanicznego na elektrodę. Włącznik ręczny zamontowany na głowicy zastępuje pedałowy włącznik maszyny stałej. Podobnie jak te ostatnie, początkowo przenośne spawarki były sterowane ręcznie. Głowice posiadały kształt nożyc, które robotnik ściskał. Tym sposobem nacisk wywierany na elektrody zależał od siły robotnika i kon-



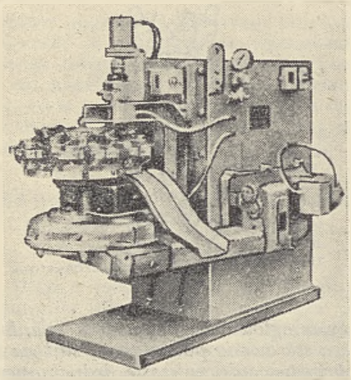
Rys. 11

Sześciogłowicowa spawarka, której schemat pokazano na rys. 8.



Rys. 12

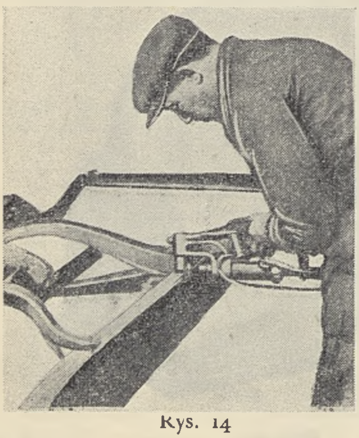
Sześciogłowicowa spawarka, której schemat pokazano na rys. 9.



Rys. 13
Automatyczna spawarka punktowa zaopatrzona w stół obrotowy o 10 stanowiskach, zdolna do spawania 3000 zespołów na godzinę.

strukcji przekładni dźwigniowej. Jak to uprzednio podkreślono, nacisk wywierany na elektrody winien być proporcjonalny do grubości spawanej blachy. Stosowanie nacisku ręcznego ograniczało proces z punktu widzenia konstrukcji zespołów spawanych oraz wydajności i szybkości spawania. Naturalny rozwój punktowych spawarek spowodował zastosowanie sterowania sprężonym powietrzem również w spawarkach przenośnych. Łatwość doprowadzania powietrza do żądanego miejsca okazała się tu bardzo wygodna.

Na rys. 15 pokazano typowe urządzenie przenośne, powszechnie stosowane w przemyśle. W tym typie transformator i urządzenia kontrolne są zabudowane jako jedna całość. U dołu transformatora są umieszczone końcówki prądu wtórnego tj. roboczego, połączone kablem z głowicą spawarki. Przy tym rozwiązaniu skrzynka zawierająca transformator i urządzenia kontrolne jest zazwyczaj zawieszona lub zamocowana ponad miejscem pracy i zdolność przesuwania głowicy spawarki jest zależna jedynie od długości doprowadzonego do niej kabla.



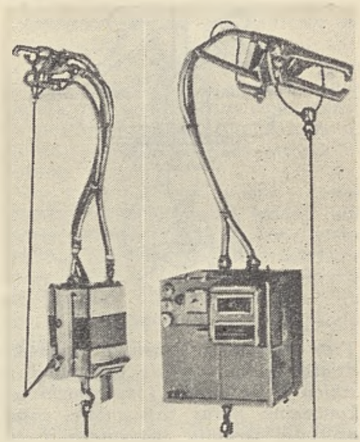
Rys. 14
Spawanie grubych blach spawarką przenośną.

Przenośne spawarki punktowe mogą również składać się z trzech oddzielnych zespołów. W tym wypadku urządzenia kontrolne znajdują się w skrzynce przytwierdzonej do muru lub słupa. Transformator, stanowiący oddzielną całość jest zawieszony na transporterze jednoszynowym (rys. 16) celem umożliwienia przesuwania. Głowica, połączona kablem z transformatorem jest rozwiązana w sposób podobny jak w poprzednim wypadku. Tego rodzaju konstrukcja zapewnia znacznie większą ruchliwość głowicy. Kable dla prądu wtórnego są wykonywane z kilku miedzianych lin; ilość ich zmienia się w zależności od przewidzianego natężenia prądu i od żądanej giętkości kabla. Ponieważ wymagania odnośnie giętkości zmuszają konstruktorów stosować mniejszą ilość przewodów, niż to byłoby koniecznym z punktu widzenia utrzymania kabla w niskiej temperaturze w czasie spawania, więc kable są zaopatrzone w wodny system chłodzenia. W tym celu miedziane przewody są umieszczone w rurze z grubej gumy o średnicy nieco większej niż byłoby to koniecznym ze względu na wymiary kabla. Woda zostaje doprowadzona do jednego z kabli, przepływa wzdłuż niego i przez głowicę spawarki, poczem wypływa drugim kablem. Zazwyczaj ze względu na obniżenie ciężaru, transformator jest również chłodzony tą samą wodą. Na rys. 17 przedstawiono przekrój kabla.

Dla ułatwienia manipulacji głowica spawarki jest zawieszona na sprężynowej przeciwwadze. Pomimo tego odciążenia, jasnym jest, że zmniejszenie wagi głowicy jest zagadnieniem bardzo istotnym. W tym celu jest ona wykonywana normalnie ze specjalnego stopu łączącego w sobie lekkość z wytrzymałością mechaniczną i dobrym przewodnictwem ciepła. Na rynku znajduje się wiele głowic rozmaitych typów. Dobranie odpowiedniego typu dla danej pracy ułatwia wielce robotę i zapewnia odpowiednio dużą wydajność. Przy dużych seriach opłaca się częstokroć projektować dla danej roboty specjalną głowicę.

Opisane powyżej spawarki są sterowane przy pomocy sprężonego powietrza. Hydrauliczny napęd jest jednak również stosowany w tym celu, zwłaszcza przy spawaniu grubych blach, przy których jest wymagany silny nacisk na elektrody. Wchodzi tu w grę zagadnienie ciężaru: oczywistym jest bowiem, że na przykład przy ciśnieniu 70 kg/cm² potrzebny jest mniejszy cylinder niż przy ciśnieniu 7 kg/cm².

Przy systemie hydraulicznym zazwyczaj jest stosowana zwarta konstrukcja spawarki. Dławik pneumatyczno-hydrauliczny jest nieraz bardzo dogodny.

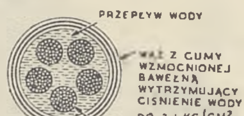


Rys. 15 Rys. 16

Rys. 15. *Przenośna spawarka punktowa o mocy 70 k.V.A., sterowana sprężonym powietrzem. Transformator i urządzenie kontrolne, umieszczone w skrzynce, są tu wahliwie zawieszone ponad miejscem pracy.*

Rys. 16. *Przenośna spawarka punktowa o mocy 50 k.V.A., sterowana powietrzem. Transformator i głowica są tu zawieszone za pomocą kółka na transporterze jednoszynowym i mogą być oddalone od urządzeń kontrolnych.*

W jednym urządzeniu stosuje się często dwie przenośne głowice, ale nie mogą one pracować równocześnie i należy przewidzieć automatyczne wyłączenie jednej gdy pracuje druga. Zaleta systemu polega na tym, iż przy niektórych pracach dostęp do wszystkich miejsc mających być spawanymi nie da się zapewnić za pomocą tego samego typu głowicy, występuje więc konieczność używania dwuch ich typów, a z drugiej strony czas potrzebny na spawanie nie usprawiedliwia zainstalowania 2 oddzielnych spawarek.



Rys. 17
Przekrój kabla chłodzonego wodą.

SPAWANIE PUNKTOWE LEKKICH STOPÓW

Wiele pisano w ostatnich czasach na temat punktowego spawania lekkich stopów. Olbrzymie zapotrzebowanie na samoloty w czasie wojny i rozwój techniki punktowego spawania doprowadziły do szerokiego sto-

sowania tego procesu w przemyśle lotniczym. Dotychczas jednak stosowano dla tego celu głównie spawarki stałe o jednej parze eletrod; spawarki przenośne i wieloelektrodowe nie znalazły szerszego zastosowania.

Proces spawania lekkich stopów zasadniczo nie różni się od spawania innych tworzyw. Należy jedynie uwzględnić, że aluminium, dural itp. posiadają niską oporność elektryczną. W stosunku do miedzi jest ona większą jedynie o 50%. Prąd nagrzewa więc te stopy bardzo mało w porównaniu do stali i w wyniku trzeba stosować spawarki o znacznie większej mocy.

Spawanie duralu neutralizuje jego obróbkę cieplną i obniża właściwości wytrzymałościowe, należy więc przedsięwziąć specjalne środki ostrożności żeby zmniejszyć do minimum ujemny wpływ tego procesu. Pozatem aluminium z łatwością tworzy stopy z miedzią i jeżeli nagrzana część blachy aluminiowej styka się bezpośrednio z elektrodą, to na tej ostatniej powstaje warstwa stopu aluminium-miedź, która ma skłonność do przylegania do aluminium przy wykonywaniu następnej spawki, powodując spalanie powierzchni.

Jak widzimy punktowe spawanie stopów aluminiowych sprowadza się do stosowania spawarek o dużej mocy i krótkim okresie przepływu prądu. Wymaga to bardzo dokładnych urządzeń kontrolnych, celem zapewnienia dobrej pracy. Zazwyczaj są używane spawarki na prąd zmienny o mocy do 500 k.V.A. i wyżej, wyposażone w urządzenia kontrolne typu ignitronowego. Czas przepływu prądu stosuje się w granicach od 1 do 10 okresów. Zadaniem ignitronowego urządzenia kontrolnego jest ścisła regulacja czasu i natężenia prądu pierwotnego, zasilającego spawarkę. Prąd roboczy (wtórny) jest kontrolowany przez dwa wyłączniki ignitronowe włączone równolegle lecz w przeciwnym kierunku. Czas spawania może być regulowany od pół okresu w górę z dokładnością pół okresu. Poza tym zapewniona jest kontrola faz dla uzyskania ciągłej regulacji wytwarzanego ciepła bez zmiany przekładni zaczepami transformatora. Lampy ignitronowe, zaopatrzone w osłony stalowe i chłodzone wodą, są zdolne do przerywania prądu o mocy do 1200 kVA. Automatyczny wyłącznik wody uniemożliwia uruchomienie lamp ignitronowych bez dopływu wody chłodzącej.

Przy spawaniu lekkich stopów, obrobionych cieplnie, można zwiększyć wytrzymałość spawek przez ich wyżarzenie po ukończonym spawaniu. W tym celu urządzenie ignitronowe można wyposażyć w dodatkowe urządzenie włączające prąd na określony czas, po ukończonym spawaniu, celem ponownego nagrzania spawki.

SPAWARKI AKUMULUJĄCE ENERGIĘ

Jednofazowe instalacje o dużych mocach, nastręczają wiele kłopotów zarówno z punktu widzenia użytkownika jak i producenta prądu elektrycznego. Trudności te wzrastają w miarę zwiększania się ilości maszyn. Dla zaradzenia tym trudnościom zostały zastosowane spawarki akumulujące prąd elektryczny. Akumulację prądu można uzyskać drogą elektromagnetyczną lub przy pomocy kondensatorów.

W pierwszym rozwiązaniu prąd wtórny (spawalniczy) uzyskuje się z transformatora, którego obwód pierwotny jest zasilany prądem stałym. Po włączeniu, prąd w obwodzie pierwotnym wzrasta według krzywej ,,zamykania prądu w obwodzie'', energia zaś magazynuje się w obwodzie magnetycznym. Gdy prąd w obwodzie pierwotnym osiąga przewidzianą wartość, wyłącznik automatyczny przerywa go, przez co indukuje się prąd w uzwojeniu wtórnym, połączonym z elektrodami. Prąd wtórny, który osiąga swoje maksimum w jednej chwili, zanika szybko według krzywej ,,wyłączania prądu w obwodzie'', w miarę jak zakumulowana energia magnetyczna zużywa się na przezwyciężenia oporów elektrycznych w obwodzie wtórnym.

Przekładnię transformatora tj. stosunek ilości zwojów uzwojenia wtórnego do pierwotnego dobiera się tak, żeby otrzymać żądaną charakterystykę prądu roboczego na elektrodach.

Do zasilania urządzeń tego typu, prąd stały dostaczany jest przez prostowniki rtęciowe, zasilane z sieci trójfazowej, równo w tym wypadku obciążonej. Zalety tego rodzaju maszyn można ocenić z faktu, że przy zużyciu 40 kW prądu trójfazowego osiągnięto 1000 kVA, a spawanie odbywało się w czasie 1/200 części sekundy to zn. w ciągu 1/4 okresu. Czas spawania, czyli czas wyładowania, można regulować za pomocą oporów o różnej wielkości, włączonych w obwód wtórny.

W spawarkach z kondensatorami energia elektryczna akumuluje się na okładzinach kondensatorów. Energia ta po połączeniu kondensatora z uzwojeniem pierwotnym, jest wyładowywana poprzez transformator w obwodzie wtórnym. Regulację prądu roboczego uzyskuje się przez zmianę napięcia zasilającego, przez zmianę pojemności lub przez zmianę przekładni transformatora zaopatrzonego w odpowiednie zaczepy. Spawarki tego typu są zasilane prądem stałym, podobnie jak spawarki akumulujące prąd elektromagnetyczne.

Nacisk mechaniczny na elektrodach musi być ściśle kontrolowany, i większość spawarek posiada urządzenia do zmiany wielkości nacisku podczas spawania. Zazwyczaj nacisk zostaje zwiększony bezpośrednio po wykonaniu spawki, celem uniemożliwienia kurczenia się materiału i przeciwdziałaniu powstawaniu wgłębień. W użyciu jest również system, który stosuje silny nacisk przed włączeniem prądu, redukuje go w czasie przepływu i w zmacnia ponownie po przerwaniu prądu.

(Dokończenie nastąpi.)

SAMOCHODOWE WARSZTATY NAPRAWCZE „L.M.S. RAILWAY CO."

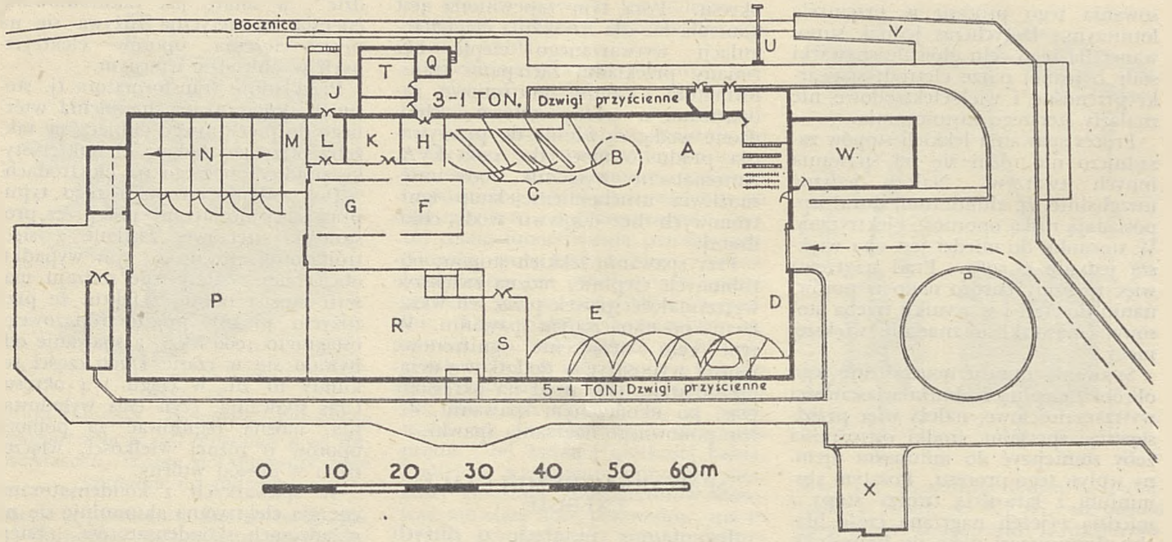
(The Automobil Engineers, February, 1946.)

Streścił inż. W. Bogucki

Towarzystwo ,,L.M.S. Railway Co.'' posiada jeden z największych taborów pojazdów mechanicznych w Wielkiej Brytanii, obsługujących bardzo duży obszar kraju.—Dla należytego utrzymania dużej ilości pojazdów na tak rozległym obszarze, jeden centralny warsztat naprawczy byłby niepraktyczny i wobec tego, obszar obsługiwany przez te pojazdy został podzielony na okręgi, z których każdy posiada swój własny warsztat naprawczy.

Stosownie do lokalnych warunków, ,,L.M.S.'' modernizuje istniejące warsztaty lub buduje nowe.

Najnowocześniejszym z warsztatów ,,L.M.S.'' jest uruchomiony w listopadzie 1945 r. warsztat naprawczy Manningham, Bradford. Został on zbudowany dla napraw i konserwacji pojazdów mechanicznych ,,L.M.S'' obsługujących okręg Bradford. Warsztat ten jest przeznaczony do wykonywania napraw głównych silników, nadwozi i podwozi, jak również do dokonywania przeglądów okresowych i bieżących napraw, dla około tysiąca pojazdów. Obecny stan w tym okręgu wynosi 726 pojazdów motorowych i 635 przyczepek. Warsztat jest wyposażony we wszelkie urządzenia do napraw pojazdów różnych typów i wielkości.



Rys. 1

A — Naprawy bieżące. B — Podnośnik. C — Kanały inspekcyjne. D — Oddział demontażu. E — Oddział napraw głównych podwozi. F — Oddział napraw głównych silników. G — Warsztat mechaniczny. H — Kuźnia i spawalnia. K — Warsztat wulkanizacyjny. L — Warsztat elektrotechniczny. M — Hamownia. N — Lakiernia. P — Oddział budowy i napraw nadwozi. Q — Magazyn smarów. R — Magazyn główny. S — Magazyn ciężkich zespołów. T — Kotłownia. U — 5-ton. suwnica. V — Rampa. W — Stołówka u dołu, biura na górze. X — Zmywalnie pojazdów.

BUDYNEK I JEGO KONSTRUKCJA

Specjalnie zaprojektowany budynek, został wykonany ze spawanych ram stalowych. Rozpiętość przęsła dachu wynosi 36 m, wysokość ściany 5,5 m, wysokość szczytowa 9m. Przęsła i ramy o rozstawie 6 m tworzą 15 sekcji, których ściany wypełniono murem z cegły. Konstrukcja ta eliminuje słupy wewnątrz budynku, wskutek czego podłoga na całej swej powierzchni wynoszącej 3250 m² jest całkowicie wolna.

Szczególną uwagę zwrócono na dobre oświetlenie naturalne. Okna ścian bocznych, których dolna krawędź sięga prawie do podłogi, dają doskonałe oświetlenie dzienne. Oprócz tego dach między przęsłami jest oszklony.

Specjalne oddziały wewnątrz budynku, jak warsztat elektrotechniczny, warsztat wulkanizacyjny, lakiernia natryskowa i hamownia silników posiadają oprócz okien bocznych, oszklone stropy żelazo-betonowe, a to celem uzyskania lepszego oświetlenia wnętrz.

Dla zmniejszenia niebezpieczeństwa pożaru, specjalny mur ogniowy z rozsuwalnymi stalowymi drzwiami, odgradza halę główną od części w której mieści się lakiernia natryskowa i warsztat naprawczy nadwozi.

OŚWIETLENIE SZTUCZNE, OGRZEWANIE I PRZEWIETRZANIE

Całkowita moc zainstalowana dla oświetlenia wynosi około 60 kW. Hala główna jest oświetlona normalnymi żarówkami wolframowymi, natomiast kabiny dla lakierowania natryskowego, oraz kanały dla inspekcji wozów od spodu, posiadają oświetlenie elektryczne fluoryzujące. Swiatło to jest bardzo zbliżone do dziennego i dobieranie odcieni kolorów przy lakierowaniu zostało bardzo ułatwione przez zastosowanie tego oświetlenia. Ponadto światło to, w stosunku do konwencjonalnego, wykazuje tę zaletę, że nie daje cieni. To było powodem, że w kanałach inspekcyjnych zainstalowano lampy elektryczne fluoryzujące, przez co wyeliminowano przenośne lampy elektryczne wraz z ich kablami, które zazwyczaj nastręczały wiele kłopotów. W każdym kanale są wbudowane w ściany boczne cztery takie lampy, co daje dobre oświetlenie pojazdu od spodu.

Poszczególne stoły warsztatowe i obrabiarki zaopatrzone są w indywidualne lampy nastawne. Półki magazynów są oświetlone normalnymi żarówkami gęsto rozmieszczonymi, lecz wszystkie kontakty umieszczone są wzdłuż głównego przejścia. Droga dojazdowa i teren na którym zainstalowane są pompy benzynowe, oświetlone są lampami umieszczonymi na słupach betonowych.

Wielką uwagę zwrócono na należyte ogrzewanie i przewietrzanie budynku. Zastosowano niskociśnieniowe ogrzewanie gorącą wodą, systemu dwururowego, ze sztucznie przyspieszoną cyrkulacją. Wielkość instalacji dla ogrzewania i przewietrzania została tak dobrana, by zapewnić osiągnięcie temperatury:

16° C, przy trzykrotnej wymianie powietrza w warsztacie, —

18° C, przy 30-krotnej wymianie powietrza w lakierni, — oraz

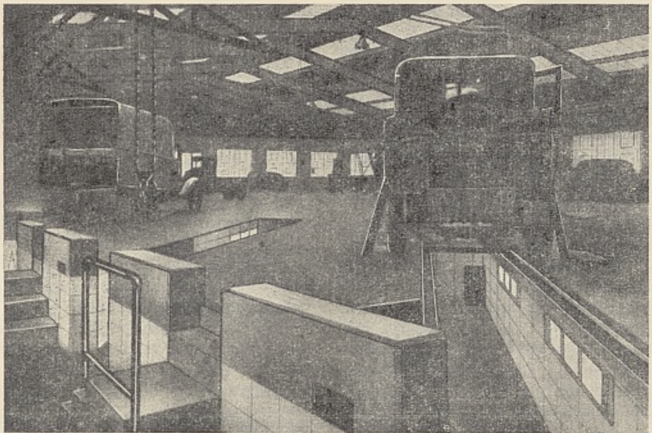
18° C, przy dwukrotnej wymianie powietrza w biurach, przy temperaturze zewnętrznej 0° C w cieniu.

Ponadto, niektóre oddziały posiadają instalację dla ogrzewania gorącym powietrzem wdmuchiwanym z góry.

ROZPLANOWANIE

Plan budynku przedstawiono na rys. 1. Naprawy bieżące i przeglądy okresowe pojazdów odbywają się po jednej stronie hali głównej, naprawy główne podwozi po drugiej stronie. a część środkowa hali służy dla ruchu pojazdów.

Trzy kanały dla kontroli (rys. 2) łączą się ze wspólnym kanałem, w którym znajdują się stoły warsztatowe. Kanały są wyłożone białymi kaflami i jak poprzednio wspomniano oświetlone elektrycznymi lampami fluoryzującymi. Spaliny ze silników są odprowadzane nazewnątrz budynku specjalnymi przewodami. Kanały obsługiwane są trzema 1-tonowy-



Rys. 2
Kanały inspekcyjne z fluoryzującymi lampami w ścianach bocznych.

mi dźwigami ściennymi o wysięgu 7,5 m. W pobliżu kanałów znajduje się pneumatyczny podnośnik, o udźwigu 7 ton i wysokości podnoszenia 1 m.

Wyposażenie działu nadwozi składa się: z suwnicy o udźwigu 0,5 tony obsługującej miejsce demontażu, 5-ciu żurawi ściennych, o udźwigu 1 tony i promieniu zasięgu 6m. — jednej zmywarki tłuszczu f-my I.C.I. usuwającej tłuszcz przy pomocy trójchlorku etylenu, oraz stołów do przeglądu części.

Oddział mechaniczny jest dobrze wyposażony w obrabiarki potrzebne od napraw głównych i posiada: dwie tokarki kłowe, wiertarkę promieniową, wiertarkę słupową, wytaczarkę cylindrów, prasę do wciskania tulei cylindrowych, 50-cio tonową prasę ręczną, obrabiarkę do przetaczania hamulców, dwutarczową szlifierkę kolumnową i aparat magnetyczny do wykrywania pęknięć.

Oddziały: mechaniczny i napraw silników, są oddzielone od reszty warsztatu ścianą z cegieł o wysokości 1,20 m. Warsztat wyposażony jest również w ładownię akumulatorów oraz oddziały: wulkanizacyjny, elektrotechniczny, kuźnię i spawalnię.

Z powodu różnorodności typów pojazdów mechanicznych obsługujących okręg Bradford, warsztat jest zmuszony utrzymywać na składzie dużą ilość części zapasowych. Magazyn ich jest dwupiętrowy i zajmuje bardzo dużą powierzchnię. Magazyn zespołów ciężkich wyposażony jest w suwnicę o udźwigu 0,5 ton. Drewniane półki sięgają na całą wysokość magazynu. Specjalne stojaki służą do magazynowania opon. Magazyn posiada również wypożyczalnię narzędzi.

HAMOWNIA

Sprawdzanie silników odbywa się w specjalnym pomieszczeniu, w części budynku oddzielonej od hali głównej murem przeciwpożarowym. Hamownia firmy „Heenan and Froude DPX.4" hydrauliczna, jest przystosowana do przeprowadzania pomiarów silników do 200 K.M. mocy. Silnik przeznaczony do próby, zostaje zamocowany na uniwersalnej podstawie. Silnik jest początkowo napędzany pomocniczym silnikiem rozruchowym o mocy 15 KM, następnie uruchomiony i podczas pracy sprawdzany i regulowany. Woda do hamulca „Frouda", jest dostarczana za pomocą pompy odśrodkowej (3 KM) czerpiącej wodę ze zbiornika o pojemności 1000 gal. Dla chłodzenia sprawdzanego silnika, zamiast z normalnej chłodnicy, doprowadza się wodę ze specjalnego centralnego zbiornika. Gdy silnik jest odpowiednio nagrzany, dalszą jego temperaturę reguluje się ilością przepływu wody. Przy próbach silnika wykonuje się równocześnie pomiary zużycia paliwa przy pomocy specjalnych przyrządów.

LAKIERNIA NATRYSKOWA

Kabiny lakiernicze, których jest pięć, posiadają najbardziej nowoczesne urządzenia. Są one doskonale oświetlone zarówno jeśli chodzi o naturalne jak i sztuczne oświetlenie.

W środku każdego pomieszczenia znajduje się w podłodze kanał, w którym lakiernik siedząc może wygodnie lakierować podwozia od spodu. Specjalne kanały wentylacyjne zaopatrzone w wentylatory, służą do dobrego przewietrzania kabin.

Ponieważ wiele pojazdów jest dostarczanych do warsztatu koleją, zbudowano przy przyległej bocznicy kolejowej, specjalne rampy do wyładowania i załadowania pojazdów. Specjalny dźwig 5-tonowy ustawiony przy rampie służy do ładowania pojazdów unieruchomionych.

PRZERÓBKA ZUŻYTEGO OLEJU

Ponieważ doświadczenia wojenne wykazały, że oczyszczanie zużytego oleju daje duże oszczędności, omawiany warsztat zainstalował u siebie aparaturę do filtrowania oleju spuszczanego z silników, gdzie jest on oczyszczany ze szlamu, a następnie odsyłany de destylarni „Northern Oil reclamation plant" do dalszej przeróbki.

Po dokonanym tamże odczyszczeniu, olej może być powtórnie użyty do silników.

LIT — NAJLŻEJSZY ZE ZNANYCH METALI

(G. Fritzgerald Lee, „Aircraft Engineering", 203, Vol. XIII, January 1946.)

Streścił W. Cz., W.I.T.

Nowoczesna metalurgia dostarczyła przemysłowi sporą liczbę stopów lekkich, które dzięki łączeniu w sobie dobrych właściwości wytrzymałościowych z lekkością, skutecznie zastąpiły stopy ciężkie w takich częściach maszyn i konstrukcji jak np. kartery, bloki cylindrowe, tłoki, śruby napędowe, śmigła, żebrowania kadłubów, odlewy i kształtówki w ogólności, arkusze, rury, odkuwki itp.

Składnikami podstawowymi stopów lekkich są: aluminium lub magnez. Stopy aluminiowe dorównują własnościami mechanicznymi stalom półtwardym, przy zaledwie ⅓ ich ciężaru właściwego (Hiduminium RR. 77 posiada wytrzymałość na rozerwanie ok. 60 kg/mm², zaś ciężar właściwy 2,8).

Stopy magnezowe dorównują wytrzymałością stalom miękkim, przy zaledwie ¼ ich ciężaru właściwego (Magnuminium 266 posiada wytrzymałość na rozerwanie ok. 31 kg/mm², a ciężar właściwy 1,8).

Zarówno aluminium jak magnez

posiadają właściwości, utrudniające ich zastosowanie w technice jak np. gwałtowne pochłanianie tlenu, trudna spawalność itp. Istniały więc poważne wątpliwości co do możliwości stosowania tych metali jako podstawowych składników stopów użytkowych. Mimo to stopy aluminiowe i magnezowe zostały wyprodukowane i sukcesy osiągnięte przez takie stopy jak Hinduminium, Elektron, MG 7, itp. są dziś dobrze znane.

Z pośród metali lekkich pozostaje jeszcze lit, dotąd niestosowany, a mogący mieć duże możliwości.

Własności litu są jeszcze bardziej osobliwe i nie korzystne niż własności magnezu. Możliwość pokonania trudności zapewne istnieje i przemysł posiadłby szczególnie cenne stopy lekkie z litem.

Lit, podobnie jak sód i potas jest metalem alkalicznym, zobojętnia kwasy, tworzy sole, ma wygląd srebrzysty, ciemnieje na powietrzu i wilgoci, jest pięciokrotnie lżejszy od aluminium, trzykrotnie lżejszy od magnezu, dwa razy lżejszy od wody — posiada bowiem ciężar właściwy 0,5. Został odkryty przed około 130 laty przez Arfvedson'a. Z uwagi na szczególne właściwości litu, możliwości jego zastosowania nie zostały jeszcze docenione. Lit jest twardszy niż sód i potas, a miększy od ołowiu. Występuje w wielu minerałach jak np. lepidolit (lithis mica), mika litowa, petalit — zwykle w połączeniach z krzemionką. Lit posiada najwyższe, z pośród pierwiastków stałych, ciepło właściwe bo 0,9408, tj. wymaga aż 0,9408 kalorii do podgrzania 1 grama o 1° C. Jego punkt topliwości jest zbliżony do punktu topliwości delikatnego lutowia (2 części cyny + 1 cz. ołowiu), a mianowicie 180° C. Jest kujny jak ołów i w stopach z ołowiem powoduje utwardzanie i wzmacnianie stopu. W stopach cynku, ołowiu i aluminium, oraz w niektórych stopach miedzi lit wpływa skutecznie na zmniejszenie ziarna. W odlewach z miedzi domieszka litu polepsza własności fizyczne, a zwłaszcza przewodnictwo elektryczne.

Z pośród licznych przykładów stosowania litu w stopach zasługują na wzmiankę:

1) Seleron, stop aluminiowy, produkowany przez Vereinigte Leichtmetal — Werke, Bonn, zawierający 12% cynku, 3% miedzi, 6% manganu, 0,5% krzemu i nie więcej niż 0.1% litu. Seleron dostarczany jest w postaci arkuszy, obrabianych cieplnie, posiada wytrzymałość na rozerwanie 45 kg/mm², oraz twardość Brinella 120.

2) Telectal, inny stop aluminiowy produkowany przez Metallgesellschaft, Frankfurt, zawierający 1,5% krzemu i 0,1% litu, posiada wytrzymałość na rozerwanie ok. 38 kg/mm² i twardość Brinella 120.

Obecne wydobycie litu wynosi zaledwie 14000 ton rocznie, lecz mogło by być znacznie podwyższone w razie wzrostu zapotrzebowania. Cena litu wynosi około £5 za kilogram, lecz należy sądzić, że przy większej produkcji spadła by ona do około £2 za kilogram. Porównając ceny, należy pamiętać, że 1 kg stali zajmuje objętość ok. 130 cm³, 1 kg aluminium zajmuje ok. 357 cm³, 1 kg magnezu ok. 555 cm³ za 1 kg litu zajmuje objętość 2000 cm³.

RYNEK SAMOCHODOWY

AUTOBUS FAGEOL TWIN COACH

(„The Fageol Twin Coach“ by D. H. Smith, M.I.A.E. Assoc. Inst. T. — „Bus and Coach“, March, 1946.) Streścił Cz. K., W.I.T.

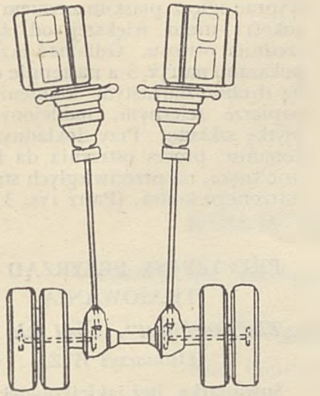
W nowych typach autobusów firmy Twin Coach Company of Kent, Ohio, U.S.A., (rys. 1) zastosowano szereg nowych rozwiązań, jak np. zamocowanie na płask pod podłogą silników, wygiętą kolumnę kierownicy itp. Od przeszło trzech lat trzy prototypy tych wozów kursują na liniach: Cleveland, Baltimore, Washington. Dotychczas nie opublikowano żadnych bliższych danych za wyjątkiem reklamowej ulotki. Wydaje się jednak, że nadwozie nie będzie zbytnio odbiegało od standartowych Twin Coach, budowanych przez tą firmę ,które składają się z autobusu ciągnika i przyczepy, połączonych przejściem „harmonią“, podobnie jak wozy kolejowe. Brak jest dokładnych danych co do złączenia dwuch części podwozia ze sobą.

Normalna powojenna produkcja firmy przewiduje nadwozia różnej wielkości, a mianowicie: 32, 34, 41 lub też 44 osobowe. Zależnie od tego długość autobusu waha się od 8,2 do 10,6 m przy szerokości około 2,4 m. Całkowita powierzchnia jest użytkowa ze względu na umocowanie silników pod podłogą, i tak na przykład autobus o wymiarach 10,6×2,4 m wystarcza na wygodne pomieszczenie 44 pasażerów.

Zastosowano silniki 6 cylindrowe benzynowe o średnicy cylindrów 4¼" (ok. 107,9 mm), skoku 4¾" (ok. 120,6 mm). Objętość skokowa silnika wynosi 6619 cm³, a moc maksymalna przy 2400 obr/min. około 150 KM.



Rys. 1
Autobus Super-Twin Coach dla 58 pasażerów.



Rys. 2
Schemat rozmieszczenia silników i napędu osi tylnej.

Silniki są t.zw. typu płaskiego o cylindrach zlekka podniesionych (10°) w stosunku do płaszczyzny poziomu, celem ułatwienia spływania oleju do karteru.

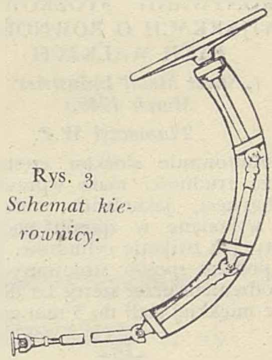
Należy podkreślić, że w porównaniu z przedwojennym typem tego silnika zredukowano ciężar na 1 KM z 4,3 kg do 2,5 kg oraz powiększono moc i moment o 40% jak również zmniejszono zużycie paliwa o 40%. Wyniki te wydają się przesadzone albo wskazują, że prototyp silnika był zły.

Osiągnięcie tych bardzo poważnych wyników firma przypisuje zastosowaniu ,,nowej zasady spalania''. Przy tym rozwiązaniu komora spalania o przekroju prostopadłym do osi cylindra ma kształt owalny, którego powierzchnia stanowi ok. $\frac{2}{3}$ powierzchni tłoka, będąc zbliżoną do komory opatentowanej w W. Brytanii przez H. Weslake. Zgodnie z orzeczeniem firmy Twin Coach Company komora tego rodzaju umożliwia zwiększenie normalnego stosunku sprężania dla paliwa o danej liczbie oktanowej. Obecny silnik posiada stosunek sprężania 1 : 7,3 przy użyciu 72 oktanowego paliwa. Silnik ten może być w praktyce nawet bardzo dobry, ale do jego danych technicznych ustosunkować się należy raczej ostrożnie, ze względu na reklamowy charakter ulotki, która zawiera cały szereg błędów technicznych.

W innych mechanizmach i urządzeniach zastosowano również szereg niespotykanych rozwiązań. Podwozie autobusu i nadwozie jest typu ,,samonośnego''. Zawieszenia typu ,,Torsilastic'', w którym guma użyta jest do przenoszenia momentu skręcającego.

Stopy aluminiowe są stosowane bardzo szeroko w całej konstrukcji. Nie wiadomo jednak czy to odnosi się także do podwozia. Małe typy autobusów są zaopatrzone w silniki pojedyńcze, większe w podwójne, które są umieszczone pod podłogą równolegle do siebie (rys. 2). Zastosowanie dwuch silników stanowi źródło nazwy ,,Twin Coach''. Silniki napędzają półosie po przez skrzynki zawierające przekładnie stożkowe i dyferencjały. Jednak nie jest jasne ,czy dyferencjały są w ogóle stosowane przy układzie podwójnego napędu. Jeżeli bowiem każdy z silników napędza niezależnie swoje koło, to zmiana momentów na silnikach przy pokonywaniu zakrętów może zastąpić działanie normalnego dyferencjału. Przypuszczenie to jest uzasadnione zważywszy na to, że Twin Coach Company stosuje w swoich autobusach przekładnię hydrauliczną.

Przenoszenie momentu odbywa się przez hydrauliczną skrzynkę biegów Spencer (Lysholm Smith) zaopatrzoną w automatyczne bezpośrednio sterowane sprzęgło dla górnego biegu. Wydaje się jednak, że przekładnia w



Rys. 3
Schemat kierownicy.

tym układzie, a mianowicie 5 : 1 jest zbyt duża w stosunku do wartości 4 : 1 ogólnie przyjętej przez konstruktorów angielskich do skrzynek tego typu.

Jeszcze jedną niespotykaną nowością jest kolumna kierownicy wygięta łukiem (rys. 3), ze względu na wykorzystanie miejsca i umożliwienia przesunięcia ku przodowi siedzenia kierowcy, oraz na znaczne cofnięcie osi przedniej do tyłu. Kolumna kierownicy ze względu na swój kształt zawiera układ czterech wałków połączonych z sobą przegubami kardana.

Należy zaznaczyć, że pochwa mostu tylnego i bębny hamulcowe są wykonane z kujnego żeliwa w przeciwieństwie do Anglii, gdzie elementy te są wykonywane ze stali niklowej. Bębny hamulcowe posiadają średnicę równą 14,5" (ok. 370 mm), a więc mniejszą niż stosowane w W. Brytanii.

Reasumując całość należy stwierdzić, że szereg rozwiązań podanych przez firmę Twin Coach Company zasługuje na uwagę i głębokie przestudiowanie.

DROBIAZGI TECHNICNE

KONTROLA MATERIAŁU PRZY POMOCY FALI PONADDŹWIĘKOWEJ

(Non-destructive Material Testing by the Hypersonic-Analyzer.—,,Machinery'', New York, January, 1946.) Streścił Z. J., W.I.T.

Przyrząd, wyprodukowany przez firmę ,,The Brush Development Co. Cleveland, Ohio, U.S.A.'' pozwala na wykrywanie defektów w materiale przy pomocy fali ponaddźwiękowej. Metoda badania polega na przepuszczeniu fali ponaddźwiękowej przez badaną próbkę. Fala zniekształcona na skutek przejścia przez próbkę zostaje odbierana przez specjalny odbiornik. Częstotliwość i amplitudę fali można tak dobrać dla danej próbki, że jakiekolwiek wady materiału np. wewnętrzne pęknięcie, pęcherze, warstwowość włókien, itd., powodują bardzo znaczne zniekształcenie fali odbieranej po za próbką, co pozwala na łatwe wykrycie wadliwej próbki. Metoda ta najlepiej nadaje się do kontroli materiału o stałym przekroju poprzecznym np. pręty i profile walcowane, blacha, itd.

Przyrząd składa się z trzech zasadniczych części: 1) kryształ piezo-elektryczny służący jako nadajnik fali. 2) kryształ piezo-elektryczny służący jako odbiornik, 3) przekaźnik, połączony z odbiorczym kryształem i uruchamiający znacznik lub wyrzutnik.

Nadajnik wysyła wiązkę ponaddźwiękową poprzez badany materiał — odbierana ona jest przez odbiornik, z chwilą gdy wiązka zostanie zniekształcona przez wewnętrzne pęknięcie materiału lub tp. odbiornik uruchamia przekaźnik, który z kolei wprawia w ruch znacznik, wyrzutnik lub urządzenie sygnalizacyjne.

Ponieważ częstotliwość drgań waha się od 50 do 1000 kilocykli na sekundę, reakcja przekaźnika jest b. szybka tak, że materiał badany może być przesuwany przez wiązkę ponaddźwiękową z dużą szybkością. Przyrząd jest bardzo czuły i można nim wykryć pęknięcia o grubości 0.025 mm.

Zadawalające próby zostały przeprowadzone dla różnych metali, jak aluminium, brąz fosforowy, mosiądz, stal, i inne stopy, oraz dla materiałów plastycznych.

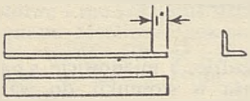
Przewiduje się zastosowanie tego przyrządu do sprawdzania wiązania dwuch różnych materiałów, gdyż jakakolwiek szczelina pomiędzy powierzchniami wiązania może być łatwo wykryta.

WYKONYWANIE STOŻKÓW NA ZWIJARKACH O RÓWNOLEGŁYCH WAŁKACH

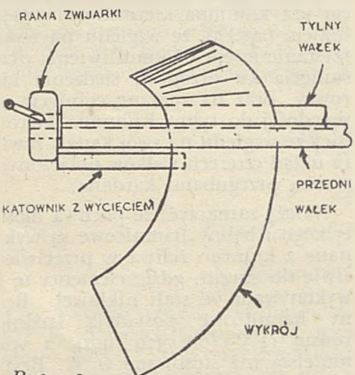
(*„Sheet Metal Industries“, March 1946.*)

Tłumaczył W. Ż.

Kształtowanie stożków często nastręcza trudności mało wprawnemu blacharzowi, jakkolwiek może ono być wykonane w sposób podobnie prosty, jak zwijanie cylindrów. Poniżej podany sposób stosowany był z powodzeniem przez szereg lat dla blachy z miękkiej stali do 3 mm grubości. Kątownik 25×25×5 mm, długości ok. 350 mm, z wycięciem ok. 25 mm na końcu (rys. 1), utrzymuje się równolegle do wałków dociskając go do ramy zwijarki. Wykrój na stożek wkłada się między wałki tak, by jego krawędź o mniejszej średnicy opierała się o wycięcie kątownika (rys. 2). Na skutek nacisku krótszej krawędzi na kątownik podczas zwijania, zachodzi obrót wykroju względem jego wierzchołka i otrzymuje się stożek ścięty o doskonałej symetrii. Jeden warunek musi być zachowany, mianowicie: nigdy nie obracać wałków w odwrotnym kierunku podczas zwijania. Zaleca się wykonywać zwijanie w kilku przejściach.



Rys. 1.



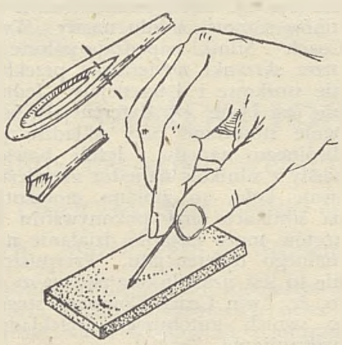
Rys. 2.

CIENKIE WIERTŁA

(*„The Machinist“, March 9th, 1946.*)

Tłumaczył W. Ż.

Cienkie wiertła mogą być zrobione z igieł do szycia w następujący sposób: wybrać igłę z płaskim oczkiem o szerokości nieco większej od żądanej średnicy otworu. Odłamać oczko jak pokazano na rys. 3 a następnie ostrzyć na drobno-ziarnistym kamieniu lub papierze ściernym, naklejonym na płytkę szklaną. Przy dokładnym wykonaniu, proces ostrzenia da krawędzie tnące, na przeciwległych stronach ostrzonego końca. (Patrz rys. 3.)



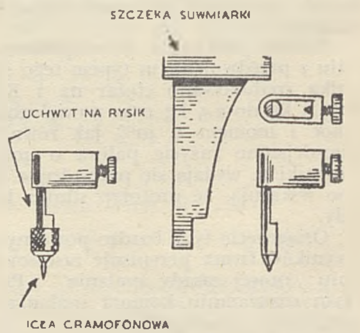
Rys. 3

PRECYZYJNY PRZYRZĄD DO TRASOWANIA

(*„The Machinist“, April 6th, 1946.*)

Tłumaczył W. Ż.

Suwmiarka, bez jakiejkolwiek zmiany, może być dodatkowo używaną jako przyrząd do trasowania, przez zastosowanie w niej specjalnych zacisków na rysiki. Dwa przykłady rysików, dla rozmaitych robót, są pokazane na rys. 4.



Rys. 4

PRZEGLĄD WYDAWNICTW

PRASA TECHNICZNA W POLSCE

Otrzymaliśmy Nr. 14 z 20.11.1945 i Nr. 1 z 10.1.1946 „Przeglądu Technicznego“ [1]) oraz Nr. 7 z r. 1945 i Nr. 1 z r. 1946 „Przeglądu Włókienniczego“. [2]) Oba te pisma są wydawane przez Spółdzielnię Wydawniczą „Wydawnictwa Techniczne“ i wychodzą w Łodzi.

„Przegląd Techniczny“ kontynuuje swą blisko siedemdziesięcioletnią tradycję i zamieszcza artykuły z dziedziny: gospodarczej, szkolnictwa technicznego oraz ściśle techniczne, wysuwając jako swe hasło w Nr. 1 z 1946 r., — „wszystkie nasze wysiłki skierowane będą ku jednemu celowi, jakim jest dobro Ojczyzny“.

Jako dodatek do „Przeglądu Technicznego“ wychodzi „Przegląd Papierniczy“, a jako wkładki załączono Projekt Polskich Norm: „Obciążenia w obliczeniach statycznych“. (PN/B-189).

Z przyjemnością notujemy przychylną wzmiankę o „Przeglądzie Motoryzacyjnym“, jak również zamieszczenie przedruków z Nr. 9 naszego pisma.

„Przegląd Włókienniczy“ — pismo nowe, ale stojące na wysokim poziomie technicznym — zamieszcza, obok artykułów natury gospodarczej, szereg artykułów fachowych, z których znaczną część stanowią prace „Badawczego Instytutu Włókienniczego“ w Łodzi.

Z Komunikatów zamieszczonych w „Przeglądzie Technicznym“ dowiedzieliśmy się, że obecnie wychodzą w Polsce ponadto następujące pisma techniczne: „Przegląd Komunikacyjny“, „Przegląd Górniczy“, „Przegląd Chemiczny“, „Przegląd Budowlany“, „Wiadomości Rynku Chemicznego“ i „Wiadomości Gospodarcze“.

[1]) *„Przegląd Techniczny“. — Czasopismo poświęcone sprawom techniki i przemysłu. Wydawnictwa, rok sześćdziesiąty siódmy. Adres Redakcji i Administracji: Łódź, ul. Piotrkowska 50.*

[2]) *„Przegląd Włókienniczy“ — Organ Centralnego Zarządu Przemysłu Włókienniczego. Wydawnictwa rok drugi. Adres Redakcji: Łódź, ul. Gdańska 91. Adres Administracji: Łódź, ul. Piotrkowska 50.*

BIBLIOTEKA „PRZEGLĄDU MOTORYZACYJNEGO"

Ukazały się następujące tomy Biblioteki „Przeglądu Motoryzacyjnego":

Nr. 1 — **A Theegarten, V.D.I. i M. Geyer, V.D.I. „FREZOWANIE"** (2 wydania. Cena 4/-, wraz z przesyłką 4/6.

Nr. 2. — **„DRYKOWANIE"** (2 wydania). Cena 4/-, wraz przesyłką 4/6.

Nr. 3. — **„PRODUKCJA WYROBÓW BAKELITOWYCH"** (2 wydania). Cena 4/6, z przesyłką 5/-.

Nr. 4. — **„CHROMOWANIE"** — zastosowanie chromowania celem utrwalenia i uodpornienia na zużycie powierzchni sprawdzianów, narzędzi do skrawania, matryc, form oraz części maszyn. — Cena 4/6, z przesyłką 5/-.

Powyższe broszury są tłumaczeniem wydawnictwa
Machinery „Yellow Back Series".

W przygotowaniu są następujące dalsze tomy:

„KOŁA ZĘBATE" — w opracowaniu inż. Z. Kornbergera.

„PRODUKCJA ODKUWEK FOREMNIKOWYCH" — w opracowaniu inż. J. Malanowskiego.

„TOKARSTWO" — w opracowaniu inż. Cz. Falkowskiego.

„PRASY DO PRZEROBU BLACHY" — w opracowaniu inż. T. Żylińskiego.

Ponadto jest w opracowaniu **„KALENDARZYK PRZEGLĄDU MOTORYZACYJNEGO".**

Książki można zamawiać wpłacając należność na ręce Skarbnika Komitetu Redakcyjno-Wydawniczego „Przeglądu Motoryzacyjnego", kol. S. Bissenika (Charleshill near Aberdour, Fife, Great Britain).

Printed by Wm. McLellan & Co. Ltd., 240 Hope Street, Glasgow
for Polish Motor Digest.